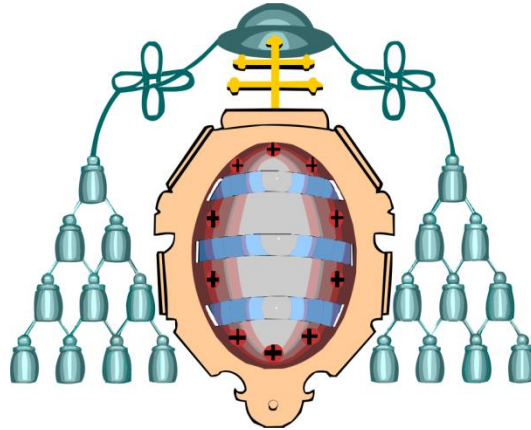


**UNIVERSIDAD DE OVIEDO**



**TESIS DOCTORAL**

**Programa de doctorado: Diseño, Construcción y  
Fabricación en la Ingeniería**

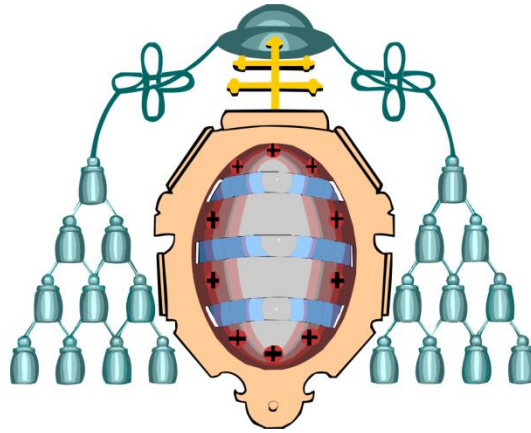
**OPTIMIZACIÓN DE MÉTODOS DE  
CÁLCULO EN ESTRUCTURAS  
LAMINARES TRIDIMENSIONALES DE  
CHAPA DELGADA**

Autor  
*Antonio Murias Bermejo*

2015



**UNIVERSIDAD DE OVIEDO**



**TESIS DOCTORAL**

**OPTIMIZACIÓN DE MÉTODOS DE  
CÁLCULO EN ESTRUCTURAS  
LAMINARES TRIDIMENSIONALES DE  
CHAPA DELGADA**

Autor

*Antonio Murias Bermejo*

Directores

*Dr. Juan José del Coz Díaz*

*Dra. Mar Alonso Martínez*

2015



## ***A G R A D E C I M I E N T O S***

A mi mujer, Verónica, ya que he robado mucho de su tiempo para realizar esta tesis. Sin tu apoyo y sin tu comprensión, nunca hubiera podido terminarla.

A mi hijo, Antonio, pues su llegada me ha impulsado para no quitarle a él todo el tiempo que ya le quité a su madre.

*El verdadero amor no se reduce a lo físico ni a lo romántico. El verdadero amor es la aceptación de todo lo que el otro es, de lo que ha sido, de lo que será y de lo que ya no es.*

*Anónimo.*

A mis Padres, Benito (D.E.P.) y Antonia, que dedicaron todo su esfuerzo a sus hijos, a los que educaron con inteligencia y sin quienes sin duda, hoy no estaría aquí.

*Gobierna tu casa y sabrás cuánto cuesta la leña y el arroz; cría a tus hijos, y sabrás cuánto debes a tus padres.*

*Proverbio Oriental*

A mis Hermanas, Isabel y Laura, por apoyarme y ayudarme, proporcionándome siempre un buen ejemplo.

*Se puede tener por compañera la fantasía, pero se debe tener como guía a la razón.*

*Samuel Johnson (1709 – 1784).*

A mi Tutor, y excelente amigo, Juan José, por su enorme generosidad a la hora de transmitir su amplia sabiduría.

*De todas las variedades de virtud, la generosidad es la más apreciada.*

*Aristóteles. (384 a. C. – 322 a. C.)*

A la empresa *ThyssenKrupp Airport Systems S.A.* y a todos sus integrantes, por facilitarme una excelente oportunidad profesional y por permitirme llevar a cabo los ensayos, que han sido fundamentales para el desarrollo de esta Tesis.

Y en especial a Manuel Hernández Espina, Director de Ingeniería, por confiar en mí desde el principio, dándome la oportunidad de crecer personal y profesionalmente.

*El genio comienza las grandes obras, pero sólo el trabajo las acaba.*

*Joseph Joubert (1754 – 1824).*

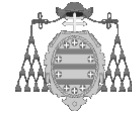
# Í N D I C E

<b>1</b>	<b>PRESENTACIÓN DE LA TESIS DOCTORAL.....</b>	<b>1</b>
1.1	INTRODUCCIÓN .....	1
1.2	OBJETO DE LA TESIS.....	3
1.3	ESTRUCTURA DE LA TESIS .....	4
<b>2</b>	<b>ESTADO DEL ARTE.....</b>	<b>6</b>
<b>3</b>	<b>ENSAYOS EXPERIMENTALES.....</b>	<b>10</b>
3.1	ENSAYOS DE CARACTERIZACIÓN DEL MATERIAL DE LAS CHAPAS 10	
3.1.1	DESCRIPCIÓN DEL ENSAYO .....	10
3.1.2	RESULTADOS DEL ENSAYO DE TRACCIÓN .....	12
3.1.2.1	AJUSTE BILINEAL Y MULTILINEAL DE LOS RESULTADOS.....	14
3.2	ENSAYOS DE RESISTENCIA A CORTADURA DE PROBETAS CON PUNTO DE SOLDADURA.....	18
3.2.1	DESCRIPCIÓN DEL ENSAYO .....	18
3.2.2	RESULTADOS DE LOS ENSAYOS DE RESISTENCIA A CORTADURA .....	21
3.2.2.1	COMENTARIOS A LOS RESULTADOS OBTENIDOS .....	27
3.3	PRUEBA DE CARGA SOBRE TÚNEL FIJO .....	31
3.3.1	DESCRIPCIÓN DE LA PRUEBA DE CARGA.....	34
3.3.1.1	PREPARACIÓN DE LA ESTRUCTURA .....	34
3.3.1.2	INSTRUMENTACIÓN DE LA ESTRUCTURA .....	35
3.3.1.3	APLICACIÓN DE CARGAS ESTÁTICAS.....	43
3.3.2	RESULTADOS DE LA PRUEBA DE CARGA.....	47
3.3.2.1	DESPLAZAMIENTOS.....	47
3.3.2.2	DEFORMACIONES Y TENSIONES .....	61
<b>4</b>	<b>MODELOS NUMÉRICOS: ANÁLISIS Y VALIDACIÓN.....</b>	<b>79</b>
4.1	MODELOS DE PUNTO DE SOLDADURA.....	80
4.1.1	MODELO A .....	82
4.1.1.1	GEOMETRÍA .....	82
4.1.1.2	MALLA .....	83
4.1.1.3	MATERIAL .....	86
4.1.1.4	CONDICIONES DE CONTORNO .....	86
4.1.1.5	ANÁLISIS DE RESULTADOS .....	89
4.1.1.6	MODIFICACIONES SOBRE EL MODELO A .....	96
4.1.1.7	ANÁLISIS DE RESULTADOS DEL MODELO A MODIFICADO .....	98
4.1.1.8	ANÁLISIS DE RESULTADOS PARA EL MODELO A CON MATERIAL BILINEAL 101	
4.1.2	MODELO B .....	104
4.1.2.1	GEOMETRÍA .....	104
4.1.2.2	MALLA .....	105
4.1.2.3	MATERIAL .....	107
4.1.2.4	CONDICIONES DE CONTORNO .....	108
4.1.2.5	ANÁLISIS DE RESULTADOS .....	109
4.1.2.6	MODIFICACIONES SOBRE EL MODELO B .....	116
4.1.3	MODELO C .....	123
4.1.3.1	DESCRIPCIÓN GENERAL .....	123
4.1.3.2	MODELO .....	124
4.1.3.3	ANÁLISIS DE RESULTADOS .....	125
4.1.4	MODELO D .....	129
4.1.4.1	DESCRIPCIÓN GENERAL .....	129
4.1.4.2	MODELO .....	130

4.1.4.3	ANÁLISIS DE RESULTADOS .....	133
4.1.4.4	MODIFICACIONES SOBRE EL MODELO D .....	137
4.1.5	RESUMEN DE RESULTADOS .....	141
4.1.5.1	CORRECCIONES SOBRE LOS MODELOS B Y C .....	144
<b>4.2</b>	<b>MODELOS PARA CÁLCULO POR ELEMENTOS FINITOS .....</b>	<b>148</b>
4.2.1	MODELO REALISTA .....	148
4.2.1.1	GEOMETRÍA .....	149
4.2.1.2	CARGAS Y CONDICIONES DE CONTORNO .....	152
4.2.1.3	CASOS DE CARGA .....	155
4.2.1.4	MATERIAL Y MALLA .....	157
4.2.1.5	ANÁLISIS DE RESULTADOS: DESPLAZAMIENTOS .....	164
4.2.1.6	ANÁLISIS DE RESULTADOS: TENSIONES .....	171
4.2.2	MODELO ORTÓTROPO .....	181
4.2.2.1	MODELO REALISTA DE REFERENCIA .....	182
4.2.2.2	DETERMINACIÓN DE CONSTANTES ORTÓTROPAS .....	188
4.2.2.3	DETERMINACIÓN DE RIGIDECES EQUIVALENTES .....	191
4.2.2.4	MODELO ORTÓTROPO SEGÚN EUROCÓDIGO .....	193
4.2.2.5	MODELO ORTÓTROPO SEGÚN TIMOSHENKO .....	197
4.2.2.6	MODELO ORTÓTROPO SEGÚN BRIASSOULIS .....	199
4.2.2.7	MODELO ORTÓTROPO SEGÚN AHMED Y BADARUZZAMAN (A&B) .....	201
4.2.2.8	MODELO ORTÓTROPO SEGÚN SAMANTA Y MUKHOPADHYAY .....	203
4.2.2.9	CONCLUSIONES SOBRE LOS MODELOS ORTÓTROPAS ESTUDIADOS .....	205
4.2.3	OPTIMIZACIÓN DEL MODELO ORTÓTROPO .....	208
4.2.3.1	COMPARACIÓN PARA FLEXIÓN EN EL PLANO .....	208
4.2.3.2	ESTUDIO DE SENSIBILIDAD .....	213
4.2.3.3	OPTIMIZACIÓN DE CONSTANTES ORTÓTROPAS .....	219
4.2.3.4	DETERMINACIÓN DEL MÓDULO $G_{xy}$ .....	224
4.2.3.5	DETERMINACIÓN DEL MÓDULO $E_x$ .....	226
4.2.3.6	VERIFICACIÓN FINAL DEL MODELO .....	231
<b>4.3</b>	<b>MODELOS PARA CÁLCULO MATRICIAL .....</b>	<b>235</b>
4.3.1	MODELO MATRICIAL TIPO A .....	236
4.3.2	MODELO MATRICIAL TIPO B .....	250
4.3.3	MODELO MATRICIAL TIPO C .....	257
4.3.4	MODELO MATRICIAL TIPO D .....	263
4.3.4.1	VERIFICACIÓN FINAL DEL MODELO .....	273
<b>5</b>	<b>CONCLUSIONES .....</b>	<b>278</b>
<b>6</b>	<b>LÍNEAS FUTURAS DE INVESTIGACIÓN .....</b>	<b>284</b>
<b>7</b>	<b>BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>286</b>







# 1 PRESENTACIÓN DE LA TESIS DOCTORAL

## 1.1 INTRODUCCIÓN

La búsqueda de elementos constructivos, que reduzcan el peso total de la estructura a ejecutar, ha sido siempre un problema que los ingenieros han tratado de resolver planteando tipologías estructurales, que consiguen rigideces elevadas con pesos reducidos.

En este ámbito, muchos e importantes avances tuvieron lugar gracias a la contribución de investigadores como *H. A. Wagner*, que ya en 1920 desarrolló métodos de construcción para aeronaves a partir de chapas plegadas.

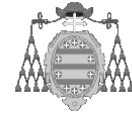
Dentro de este tipo de soluciones, una de las más conocidas actualmente son las llamadas chapas corrugadas, cuyo uso se ha extendido ampliamente, sobre todo, en la construcción de contenedores de transporte marítimo o en silos, aunque su aplicación no está restringida a estas estructuras.

En la segunda mitad del siglo XX, empresas como *Jetwey* en Estados Unidos, o *Thyssen Henschel* en Alemania, extendieron el uso de esta tipología a la fabricación de *fingers* o pasarelas de embarque de Aeropuertos.

Esta implantación fue acompañada por el desarrollo de formulación adaptada, que permitía su estudio y dimensionamiento, llegando incluso a incorporarse dichos métodos a las normas de cálculo estructural más actuales.

Sin embargo, el desarrollo de los métodos y teorías adaptados a estas estructuras resulta complejo y necesita de la contribución de métodos más potentes, como por ejemplo el método de los elementos finitos, a través del cual es posible un estudio pormenorizado del problema, alcanzando altos niveles de detalle.

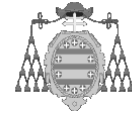
A este respecto, muchos fueron los investigadores que siguieron tratando de reducir la complejidad de estos estudios estructurales, desarrollando modelos ortótropos, que permitían simplificaciones importantes en la geometría de las chapas corrugadas, de manera que transformando la estructura inicial en una chapa sin corrugas pero con rigidez equivalente a la original, se reducía el problema considerablemente.



---

Este tipo de modelos resultan muy útiles a la hora de estudiar estructuras mediante el método de los elementos finitos, pues se reduce considerablemente el tiempo de preparación, así como los tiempos de cálculo. El problema se centra entonces en definir adecuadamente las propiedades ortótropas de las chapas equivalentes.

Para las geometrías de chapas corrugadas más utilizadas existen hoy en día formulaciones específicas, que han sido mejoradas por varios autores con el paso del tiempo y cuyo uso se ha extendido ampliamente. Sin embargo, la estructura laminar utilizada en la fabricación de pasarelas de embarque, introduce diferencias importantes con las geometrías habituales. Debido a esto, no existen modelos ortótropos adaptados, que permitan definir adecuadamente las propiedades estructurales para esta aplicación en particular.



## 1.2 OBJETO DE LA TESIS

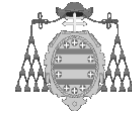
A pesar de la amplia variedad de geometrías de chapas corrugadas disponibles actualmente, existen otras configuraciones posibles, realizadas a partir de chapas plegadas tridimensionales de pared delgada. Estas chapas, constituyen elementos estructurales individuales, que al ser unidas consecutivamente a otras chapas idénticas, conforman una estructura laminar de rigidez elevada.

Los medios de unión entre chapas pueden variar, pero uno de los más productivos se lleva a cabo mediante la aplicación de puntos de soldadura por resistencia, mediante los cuales se unen los pliegues en contacto de chapas consecutivas. Con esta forma de fabricación se consiguen estructuras de luces importantes, que además pueden estar formadas por paneles de paso variable (diferente distancia entre pliegues), presentado pesos reducidos.

Por un lado, la posibilidad de utilizar pliegues con dimensiones variables, así como sobre todo la unión entre pliegues mediante puntos de soldadura, suponen diferencias importantes respecto a las configuraciones habituales de chapas corrugadas, razón por la cual, los modelos ortótropos existentes no se ajustan bien para reproducir el comportamiento de este tipo de solución estructural.

Del mismo modo, el análisis de este tipo de estructuras presenta problemas si se aborda con programas de cálculo matricial, puesto que en muchas ocasiones no es posible definir comportamientos tipo lámina, de manera que los modelos no son fiables. Por esta razón, el estudio de este tipo de estructuras queda restringido al uso de programas de cálculo por elementos finitos, para lo que se requieren elevados tiempos de preparación de los modelos, así como importantes recursos computacionales.

En esta tesis, se aborda el estudio y la caracterización de este tipo de estructura, utilizando los resultados obtenidos en pruebas reales, tanto de probetas de puntos de soldadura, como de pruebas de carga realizadas en estructuras con esta configuración, como base para la validación de modelos de cálculo detallados, que serán posteriormente utilizados para proponer simplificaciones importantes a través de la definición adecuada de las constantes ortótropas de mayor influencia.



### 1.3 ESTRUCTURA DE LA TESIS

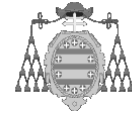
Dentro del resumen del estado del arte aplicable a esta tesis, se realiza una breve descripción de la aplicación particular de la tipología de chapas plegadas de pared delgada, como elemento estructural principal de una pasarela de embarque de aeropuerto.

A continuación, se describen los ensayos llevados a cabo en probetas de chapa delgada unidas mediante puntos de soldadura individuales, a la vez que se detallan y se analizan los resultados obtenidos. En estas probetas se realizan ensayos de cortadura por tracción, que se utilizan para determinar el comportamiento y la resistencia a cortadura de los puntos de soldadura, que posteriormente se utilizan en el proceso productivo.

Posteriormente, se detalla la realización de la prueba de carga llevada a cabo en una estructura real, formada íntegramente a partir de paneles plegados tridimensionales de pared delgada, unidos mediante puntos de soldadura. En esta prueba, se realiza una instrumentación del túnel, mediante dispositivos de medición de desplazamientos y deformaciones. En dicha prueba, se somete a la estructura a un proceso de carga y descarga, durante el cual se registran los desplazamientos y las deformaciones en varios puntos de interés, con el fin de conocer el comportamiento de estas estructuras, y obtener datos para la validación de modelos numéricos.

Por otro lado, los ensayos de las probetas de punto de soldadura se emplean para establecer la validez de varios modelos de cálculo, propuestos con el fin de simular correctamente el comportamiento de los puntos, seleccionado posteriormente el más adecuado, para su implementación en el modelo numérico global. En este caso, como criterio principal para la validación de los modelos de punto, se tomará la carga máxima alcanzada en los ensayos.

Con un modelo de punto de soldadura adecuado, se creará un modelo detallado de elementos finitos de toda la estructura ensayada, bajo los mismos casos de carga impuestos en la prueba real. Los resultados obtenidos a partir de este modelo serán comparados con los registrados en la prueba (desplazamientos y tensiones), con el fin de validar el modelo de cálculo utilizado.

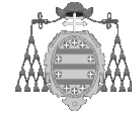


---

Una vez validados los modelos de cálculo, se llevará a cabo un estudio de la adecuación de varios modelos ortótropos existentes, propuestos por varios autores, así como el recogido por la normativa europea *Eurocódigo 3*, para de este modo, determinar su validez a la hora de reproducir el comportamiento de la estructura objeto de estudio.

El estudio anterior sirve para constatar que los modelos ortótropos propuestos no ajustan bien el comportamiento en desplazamientos de la estructura laminar evaluada, razón por la cual se inicia un proceso de diseño de experimentos, que a través de un estudio de sensibilidad previo, busca definir adecuadamente las constantes ortótropas de mayor influencia en el parámetro de salida elegido.

Finalmente, se hace una valoración de los modelos desarrollados, analizando las ventajas e inconvenientes, que éstos puedan presentar con respecto al estado del arte actual para estas estructuras. Del mismo modo, se marcan varias líneas futuras de investigación, en lo relativo a las estructuras aquí estudiadas.



## 2 ESTADO DEL ARTE

Como se mencionó anteriormente, una de las aplicaciones que se ha dado a las chapas corrugadas, es la fabricación de “*fingers*” de aeropuerto (Pasarelas de embarque de pasajeros). La empresa alemana *Henschel*, tras adquirir la licencia de la empresa *Stanray International Corporation*, comenzó la fabricación de estas máquinas en Europa durante la segunda mitad del siglo XX, en la ciudad alemana de *Kassel*, dentro de las instalaciones que la empresa poseía en *Rothenditmold*.

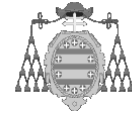


*Imagen 1: Pasarela de embarque Henschel atracando a un avión en el aeropuerto de Frankfurt (1968).*

Para asegurar la fiabilidad y la resistencia de estas máquinas, *Henschel* llevó a cabo gran cantidad de pruebas, encaminadas a verificar el diseño estructural, que había sido desarrollado atendiendo a los conocimientos y a las herramientas disponibles en la época.



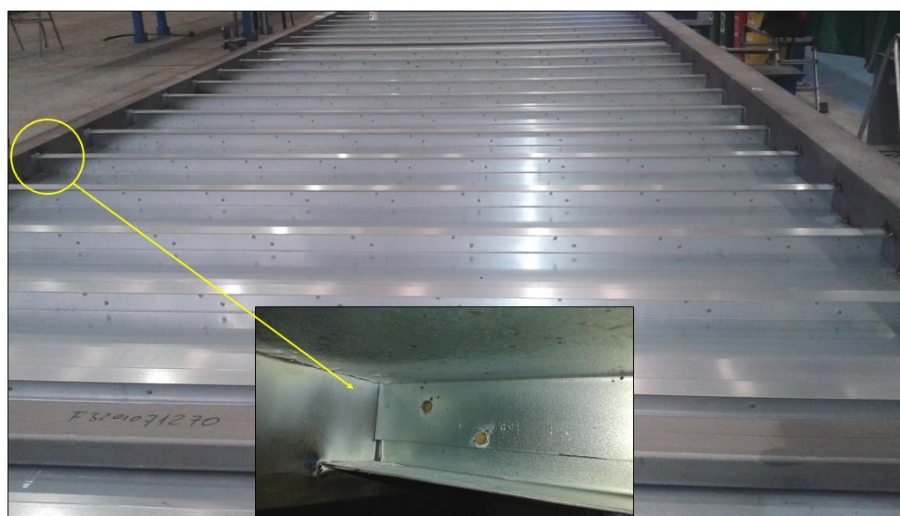
*Imagen 2: Carga en el interior de una pasarela.*



*Imagen 3: Prueba de carga horizontal realizada en una pasarela Henschel en Rothendit mold (Kassel 1968).*

Con el desarrollo de la aviación civil y el consiguiente crecimiento de los aeropuertos, se produjo un incremento en la demanda de pasarelas de embarque, por lo que fue necesario emplear un método de fabricación más productivo, que mantuviera la fiabilidad estructural necesaria, además de cumplir con los requisitos normativos aplicables.

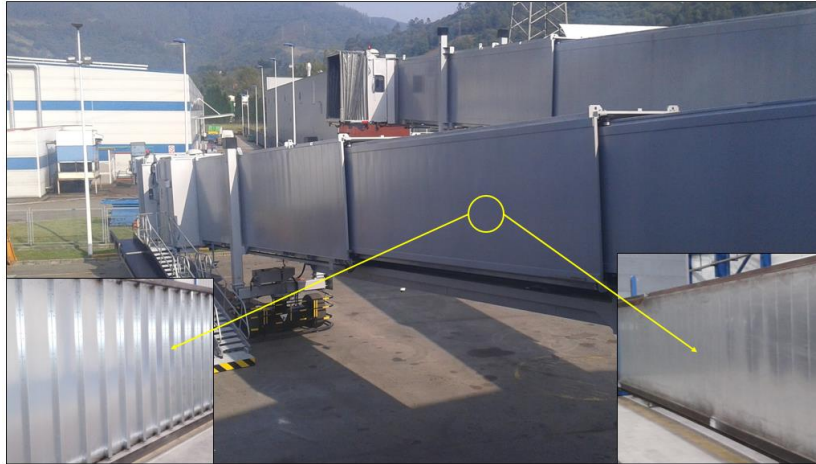
De este modo, se sustituyó el uso de las chapas corrugadas que formaban la estructura, por paneles de chapa delgada plegados, unidos entre sí mediante puntos de soldadura. Gracias a este método de fabricación, era posible sistematizar el proceso productivo de la estructura de suelos, techos y laterales.



*Imagen 4: Lateral de pasarela de embarque fabricado con chapa plegada unida por puntos de soldadura.*



Actualmente, la empresa *ThyssenKrupp Airport Systems (TKAS)*, sigue usando este método en la fabricación de las pasarelas de embarque y de los túneles fijos, que suministra e instala en aeropuertos de todo el mundo.



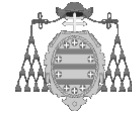
*Imagen 5: Pasarela de embarque en pruebas. Instalaciones de TKAS en Mieres, Asturias (2014).*

Para validar esta tipología estructural se llevaron a cabo pruebas de carga, que además se acompañaban con cálculos estructurales, realizados fundamentalmente con programas comerciales de cálculo matricial, de manera que se buscaba reproducir adecuadamente el comportamiento y la rigidez de estas complejas máquinas.

Dichas máquinas, formadas por dos ó tres túneles metálicos capaces de telescopar entre sí, cuentan con varias tipologías estructurales, siendo desarrolladas en primer lugar las compuestas exclusivamente por paneles plegados de chapa metálica, unidos entre sí por puntos de soldadura, que hacían de suelo, techo y paredes, a la vez que atribuían a la máquina la rigidez necesaria para desempeñar su labor estructural.

Posteriormente, se desarrollaron con el mismo objetivo, máquinas compuestas por estructuras en celosía de simple y doble diagonal, manteniendo el suelo y el techo de paneles plegados, e incluso composiciones de ambas tipologías estructurales (chapa plegada y celosía en los laterales de la máquina).

Estos últimos desarrollos corresponden ya a la última década, habiendo sido posibles, entre otros factores, gracias al amplio desarrollo de las herramientas de análisis estructural.



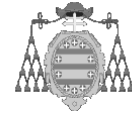
Sin embargo, parece evidente intuir, que el desarrollo estructural de estas máquinas en sus inicios no fue fácil, puesto que no existía la posibilidad de realizar cálculos complejos en los potentes ordenadores de hoy. De tal forma que los cálculos manuales, acompañados de costosas pruebas reales en prototipos, eran las mejores herramientas para diseñar exitosamente estas estructuras.

A este respecto, la empresa alemana *Thyssen Henschel*, formada a partir de la adquisición de *Henschel* por parte de la empresa *Thyssen*, contaba en la década de los 60 con un departamento de ingeniería en *Kassel* (en el parque tecnológico de *Mittelfeld*), en el que desarrollaba métodos de cálculo para el diseño de estas estructuras.

El desarrollo de dichos métodos estaba acompañado de complejas pruebas de laboratorio, llevadas a cabo sobre partes de la estructura fabricadas a tal efecto, o incluso sobre máquinas completas, como pueden ser las pruebas de carga frente a viento. Los resultados de dichas pruebas se comparaban posteriormente con resultados obtenidos con los métodos desarrollados, realizando las modificaciones pertinentes y dando lugar finalmente a métodos de cálculo depurados.

La experiencia de los últimos 30 años, ha demostrado que la ingeniería estructural de estas máquinas ha sido satisfactoria. Si bien es cierto, que a partir de la década de los 90, con el desarrollo de nuevos modelos de pasarela, no se han podido repetir todas las costosas pruebas estructurales que se llevaban a cabo inicialmente. A su vez, la aparición de normativas específicas para pasarelas de embarque, en las que se establecen los criterios estructurales que éstas deben satisfacer, la aparición de nuevos modelos de avión (*Airbus A-380 800*), que requieren una adaptación estructural de las pasarelas, las exigencias de los diferentes aeropuertos, así como la incorporación de equipos adicionales a las máquinas, han hecho de la simulación una herramienta imprescindible para llevar a cabo el desarrollo de estas máquinas, evitando la fabricación de prototipos y reduciendo el tiempo y los costes de fabricación.

Incluso con las herramientas informáticas, aún hoy en día se detectan ciertos aspectos en la simulación de estas estructuras, que no reproducen de la manera más adecuada el comportamiento real de las máquinas en sus condiciones de uso.



### 3 ENSAYOS EXPERIMENTALES

Con objeto de mejorar el conocimiento sobre la tipología estructural descrita, y conseguir además resultados experimentales en los que apoyar posteriormente los resultados de las simulaciones, se han realizado tres tipos de ensayos:

- Ensayos de tracción para caracterización del material de las chapas plegadas.
- Ensayos de tracción en probetas individuales de chapa plegada unidas por punto de soldadura.
- Prueba de carga sobre estructura cajón compuesta de chapas delgadas plegadas unidas con puntos de soldadura.

Estas pruebas han sido posteriormente tomadas como referencia para la comparación con los resultados de las simulaciones, permitiendo optimizar los modelos cálculos, que a su vez serán usados para la determinación de las propiedades ortótropas de la estructura objeto de estudio.

#### 3.1 ENSAYOS DE CARACTERIZACIÓN DEL MATERIAL DE LAS CHAPAS

##### 3.1.1 DESCRIPCIÓN DEL ENSAYO

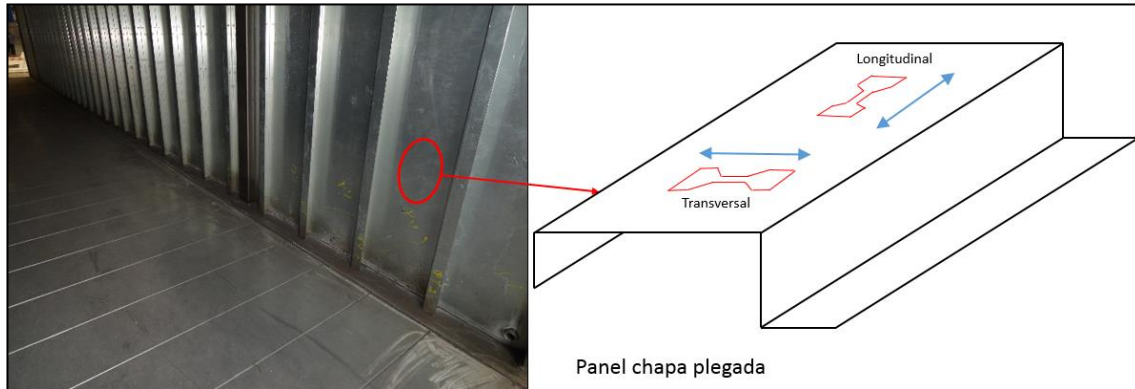
Como se ha mencionado, se han llevado a cabo ensayos de tracción que permitieron determinar las características mecánicas del acero galvanizado usado para estas chapas.

Estas chapas, de 2,0 mm de espesor, son de acero galvanizado S250 GD, que según la norma EN 10147: 2000-07; tiene las características reflejadas en la siguiente tabla, para el espesor de 2,0 mm:

ACERO S250 GD - EN 10147	
CARACTERÍSTICA	VALOR [MPa]
Límite Elástico mínimo $f_y$	250
Límite de Rotura mínimo $f_u$	330

*Tabla 1: Características mínimas del acero S250 GD según EN 10147: 2000-07.*

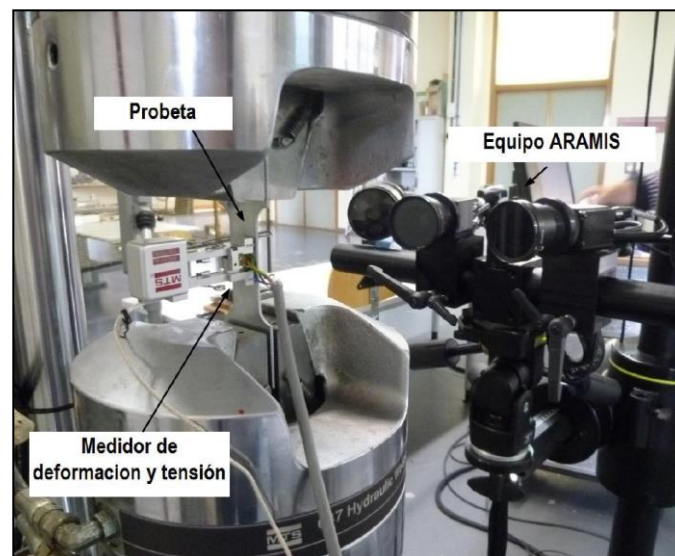
Con objeto de realizar un análisis más completo de las características del acero de las chapas, se realizaron dos ensayos con probetas orientadas en direcciones perpendiculares, extraídas de un panel de chapa plegada como se indica en la figura inferior, correspondiendo la probeta longitudinal con la dirección de laminación.



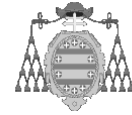
*Imagen 6: Extracción de probetas para ensayo de tracción.*

El ensayo de tracción de ambas probetas se llevó a cabo por el *Departamento de Construcción e Ingeniería de Fabricación de la Universidad de Oviedo*, utilizando un equipo MTS 100 810 para ensayos estáticos y dinámicos con capacidad de carga hasta 100 kN.

Se dispuso también de un actuador con un recorrido máximo de 168 mm, con control computerizado de la señal de fuerza, desplazamiento y deformación mediante hardware y software, proporcionados por el fabricante del equipo. Así mismo, las probetas han sido analizadas mediante el equipo ARAMIS.

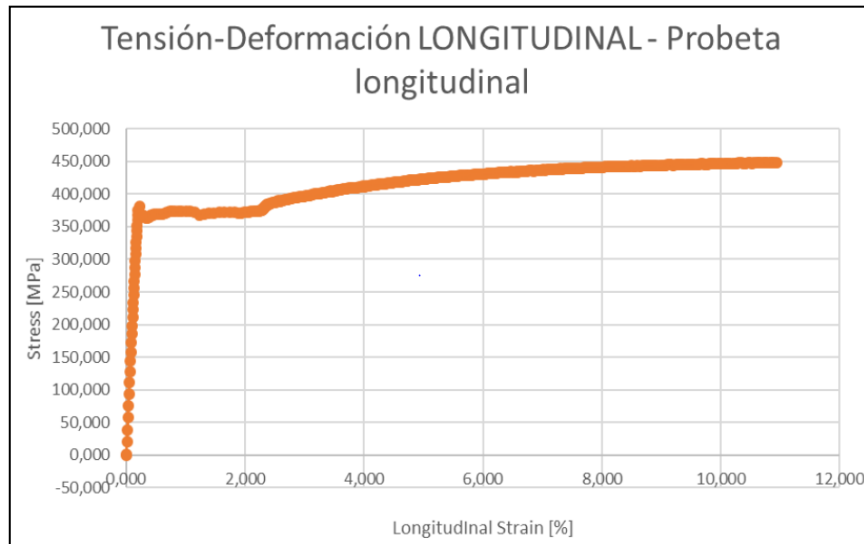


*Imagen 7: Montaje ensayo del ensayo de tracción.*

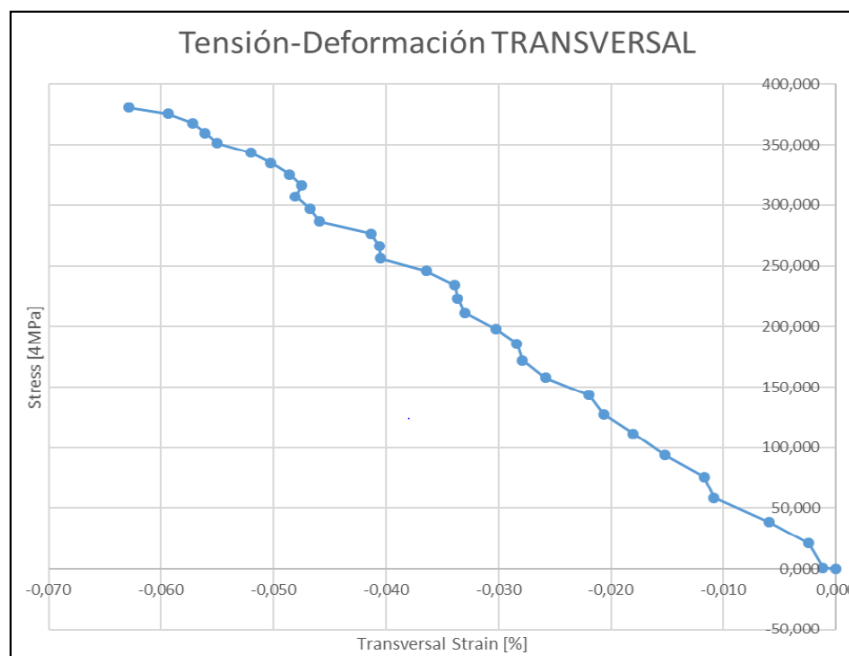


### 3.1.2 RESULTADOS DEL ENSAYO DE TRACCIÓN

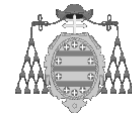
A continuación se muestran los resultados obtenidos para las probetas longitudinal y transversal.



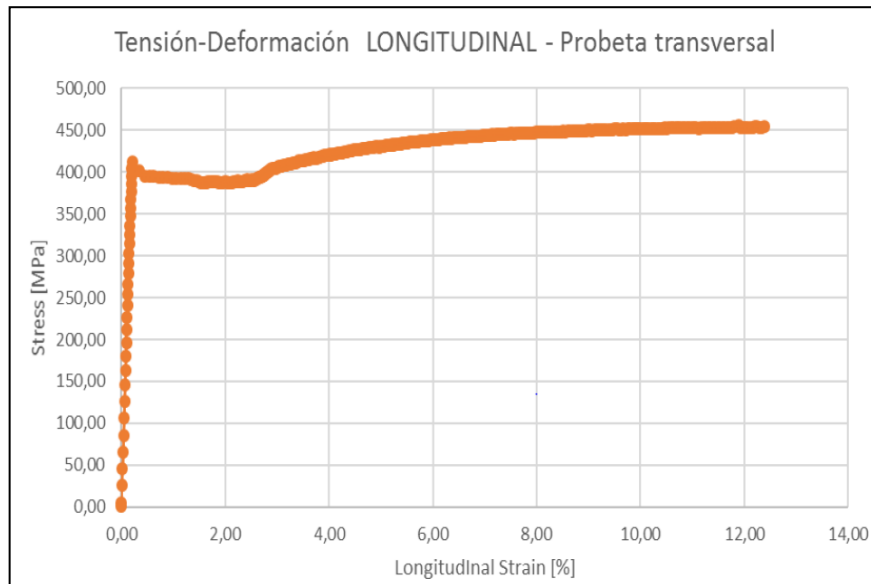
Gráfica 1: Curva tensión – deformación longitudinal de la probeta longitudinal.



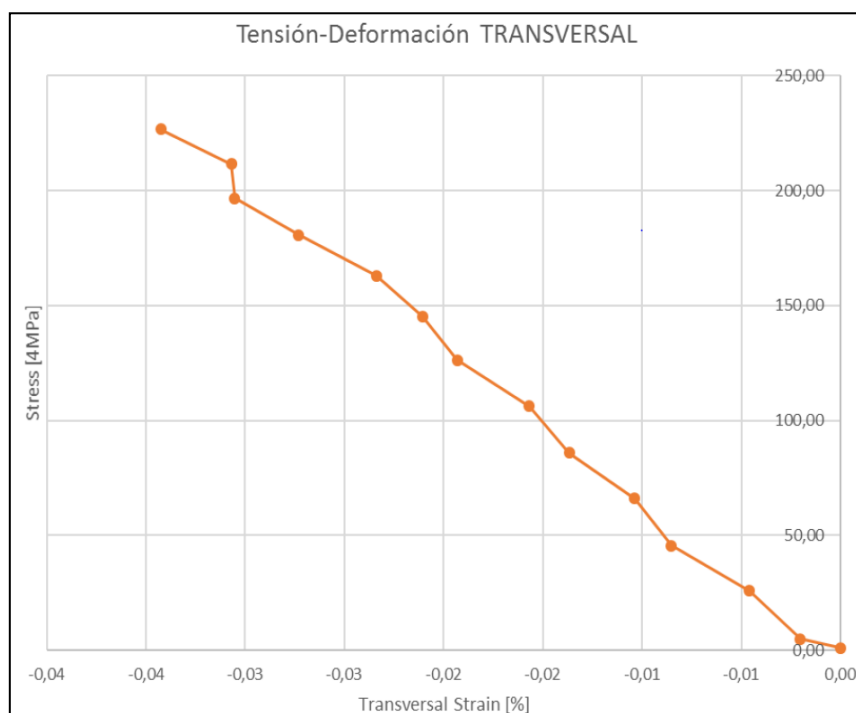
Gráfica 2: Curva tensión – deformación transversal probeta longitudinal.



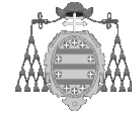
Para la probeta transversal se han obtenido las siguientes gráficas tensión – deformación.



Gráfica 3: Curva tensión deformación longitudinal para la probeta transversal.



Gráfica 4: Curva tensión-deformación transversal para la probeta transversal.



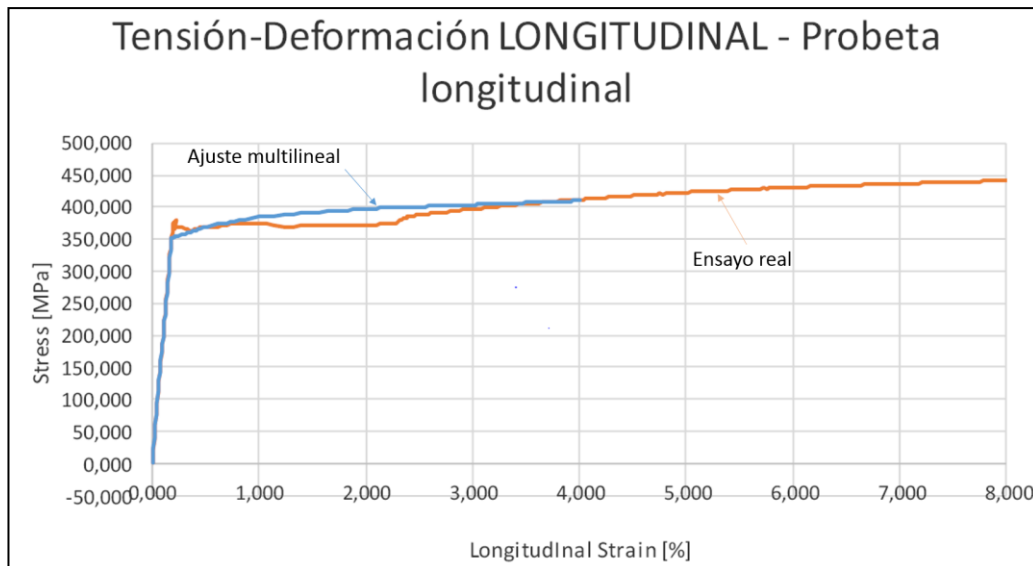
A partir de las gráficas mostradas se obtienen los parámetros del material en las dos direcciones ensayadas.

RESULTADOS ENSAYO DE TRACCIÓN		
PROBETA	LONGITUDINAL	TRANSVERSAL
Módulo Elástico E [MPa]	194175,89	202236,11
Coefficiente de Poisson	0,30	0,31
Límite Elástico $f_y$ [MPa]	380	413
Límite de Rotura $f_u$ [MPa]	451	459

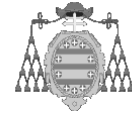
Tabla 2: Resumen de resultados del ensayo de tracción.

### 3.1.2.1 AJUSTE BILINEAL Y MULTILINEAL DE LOS RESULTADOS

Con el fin de definir un modelo de material para las simulaciones posteriores, se han realizado ajustes bilineales y multilineales de los resultados tensión- deformación, a partir de los ensayos de tracción realizados. Los resultados se muestran a continuación.



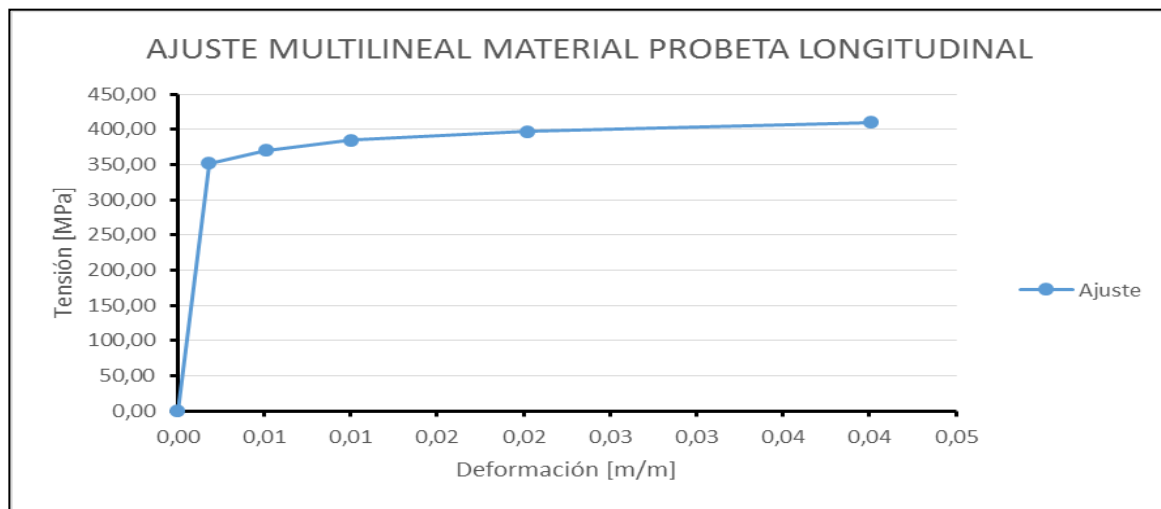
Gráfica 5: Ajuste multilineal de la curva tensión – deformación para la probeta longitudinal.



Los resultados para la probeta longitudinal se muestran tabulados.

AJUSTE MULTILINEAL DEL MATERIAL PARA LA PROBETA LONGITUDINAL		
Deformación $\epsilon$ [m/m]	Tensión $\sigma$ [MPa]	Módulo [MPa]
0,00	0,00	--
0,00181	351,751	194175,887
0,00509	370	5571,78
0,01004	385	3028,82
0,02018	397,5	1232,24
0,04005	410	629,06

Tabla 3: Valores del ajuste multilinear para la probeta longitudinal.



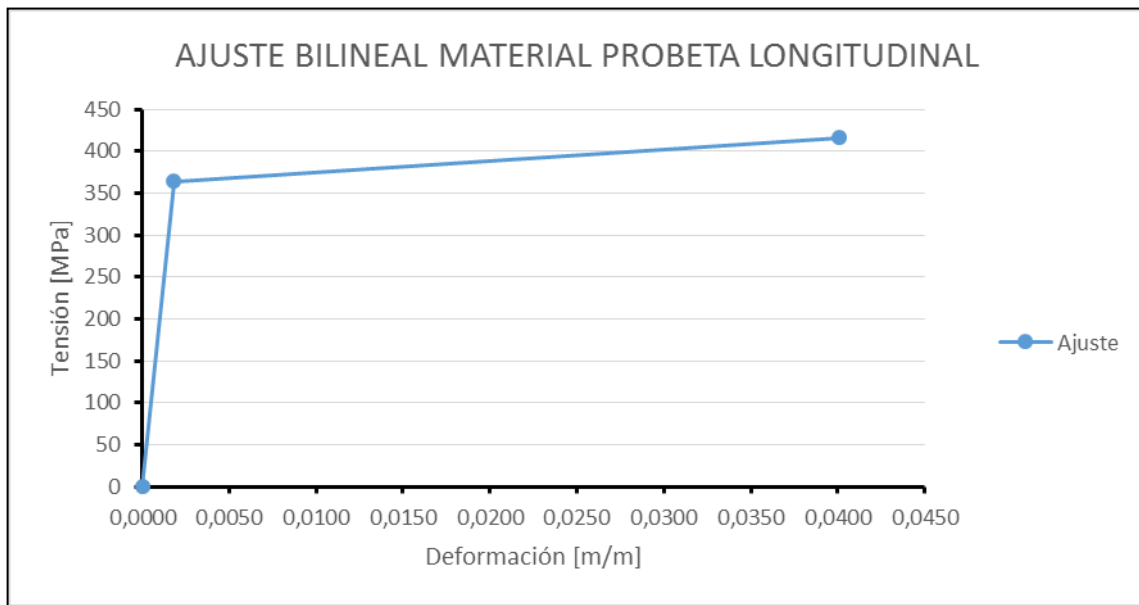
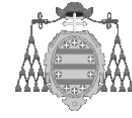
Gráfica 6: Ajuste multilinear para el material de la probeta longitudinal.

A sí mismo, partiendo del ajuste multilinear, se ha realizado un ajuste para una curva bilineal, con objeto de utilizar esta curva en posteriores simulaciones.

AJUSTE BILINEAL MATERIAL PROBETA LONGITUDINAL		
Deformación $\epsilon$ [m/m]	Tensión $\sigma$ [MPa]	Módulo E [MPa]
0,000	0,000	--
0,00181	364,4559434	194175,887
0,04005	416,0850867	1350,1345

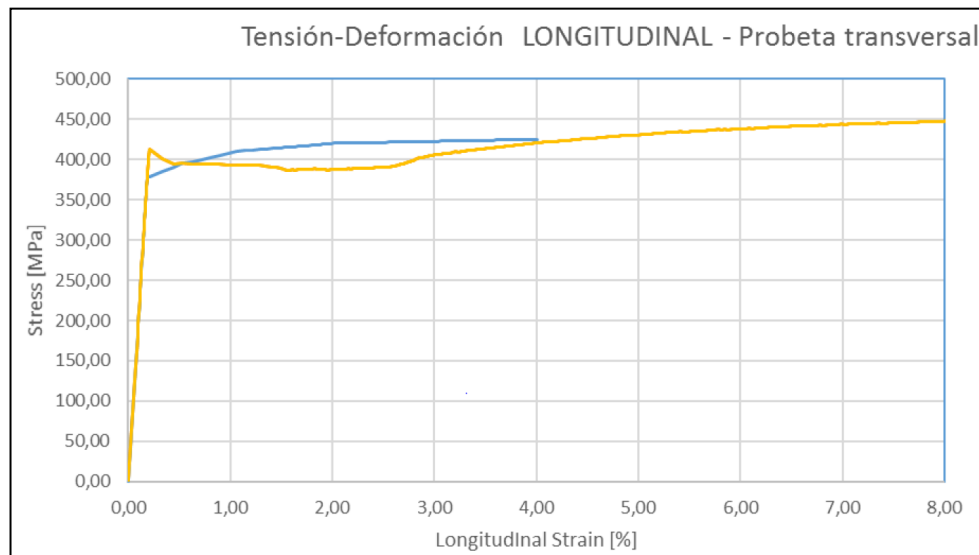
Tabla 4: Ajuste bilineal para el material de la probeta longitudinal.



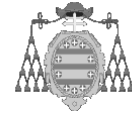


Gráfica 7: Ajuste bilineal para el material de la probeta longitudinal.

Del mismo modo, se muestran los ajustes para los resultados de la probeta según la dirección transversal.



Gráfica 8: Ajuste multilineal para la probeta transversal.

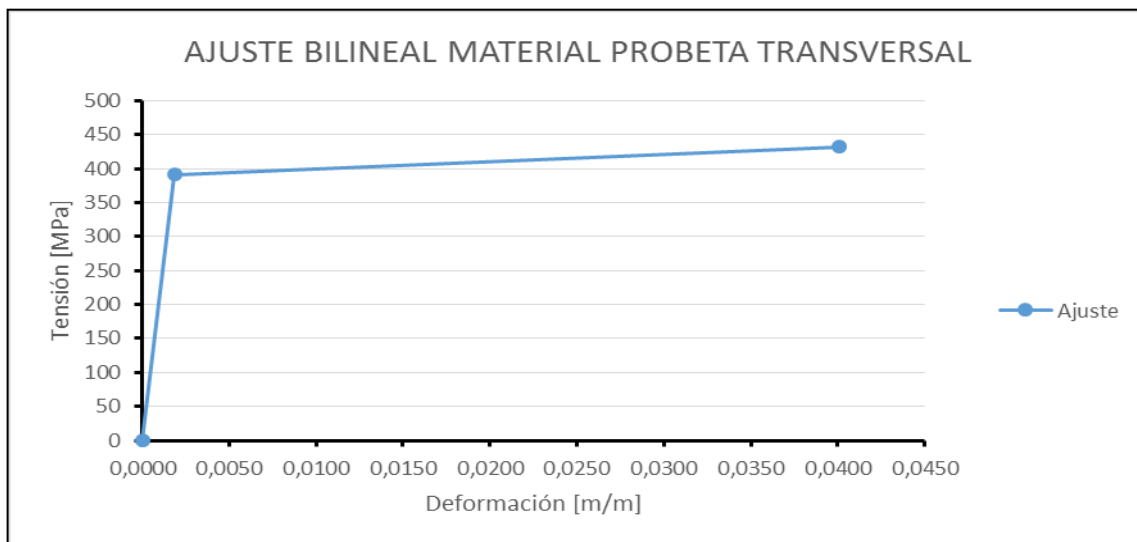


Los resultados del ajuste se muestran tabulados a continuación.

AJUSTE MULTILINEAL MATERIAL PROBETA TRANSVERSAL		
Deformación $\epsilon$ [m/m]	Tensión $\sigma$ [MPa]	Módulo [MPa]
0,00	0,00	--
0,001868	377,74	202236,1117
0,005362	395,00	4939,8949
0,010627	410,00	2849,1979
0,020175	420,00	1047,2825
0,040076	425,00	251,2500

Tabla 5: Valores del ajuste multilíneal para la probeta transversal.

Al igual que en el caso anterior, se ha hecho también un ajuste bilíneal, con objeto de simplificar cálculos posteriores.



Gráfica 9: Ajuste bilíneal para el material de la probeta transversal.

AJUSTE BILINEAL MATERIAL PROBETA TRANSVERSAL		
Deformación $\epsilon$ [m/m]	Tensión $\sigma$ [MPa]	Módulo [MPa]
0,000	0,000	--
0,001868	390,7401	202236,1117
0,040076	431,8738	1076,5690

Tabla 6: Valores del ajuste bilíneal de la probeta transversal.

## 3.2 ENSAYOS DE RESISTENCIA A CORTADURA DE PROBETAS CON PUNTO DE SOLDADURA

### 3.2.1 DESCRIPCIÓN DEL ENSAYO

Con objeto de determinar la resistencia a cortadura de los puntos de soldadura utilizados para fabricar la estructura final del túnel, se realizaron varios ensayos de tracción sobre probetas individuales unidas mediante un único punto de soldadura.

La geometría de las probetas utilizadas, fabricadas en acero S250 GD, está basada en las indicaciones expresadas en [1].

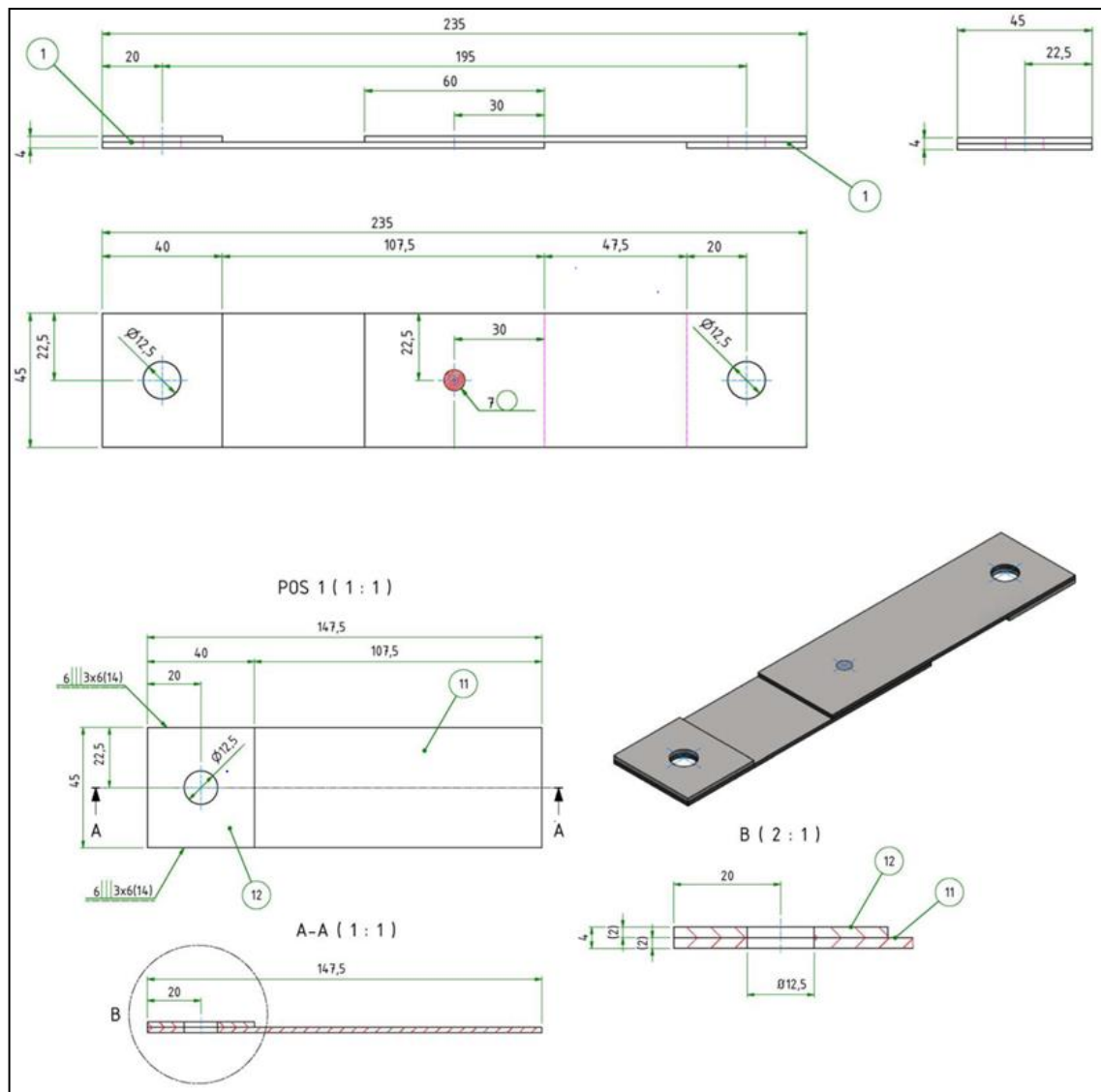
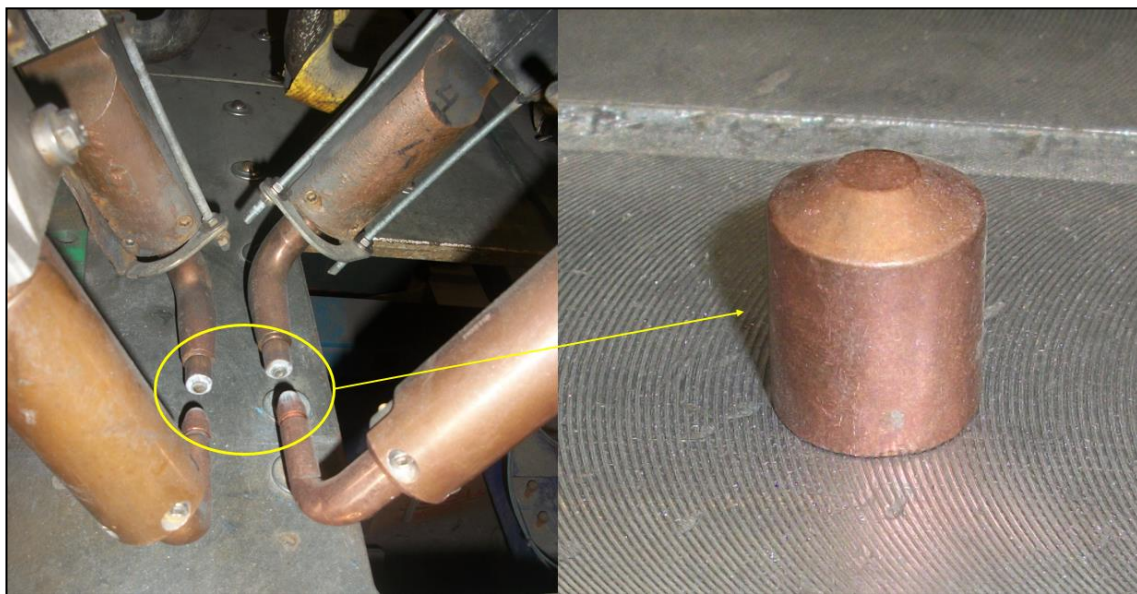


Imagen 8: Dimensiones de las probetas utilizadas para los ensayos de resistencia del punto de soldadura.

Se ha ensayado un total de 15 probetas en actuador hidráulico calibrado IBERTEST de 200 kN con control de fuerza y desplazamiento.

Además, 5 de las probetas ensayadas fueron realizadas con cabezales de soldadura con un desgaste bajo (pocos usos), mientras que otras 5, fueron realizadas con cabezales que habían sufrido un alto número de usos. En este caso, cabe destacar que el número máximo de usos de un cabezal de soldadura es de 300. Sin embargo, no ha sido posible contabilizar el número exacto de usos del cabezal en cada probeta, puesto que la máquina utilizada para el soldeo no permite este tipo de control.

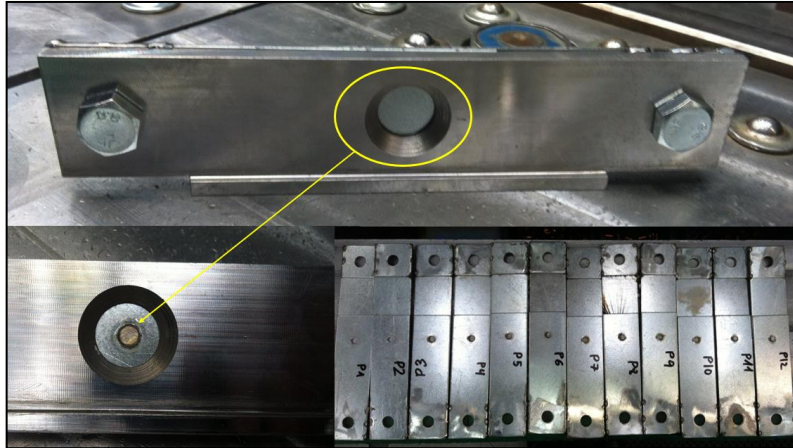


**Imagen 9:** Pinzas de la máquina de soldar por puntos y cabezal de cobre para soldeo por resistencia.



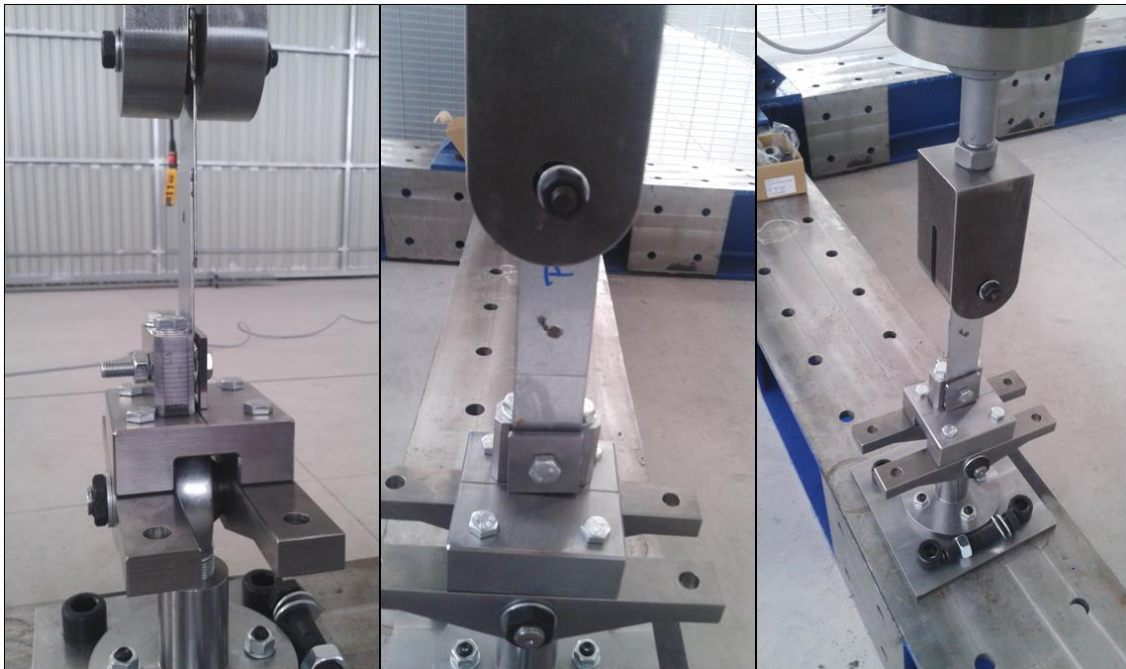
**Imagen 10:** Cabezal de soldadura nuevo (izquierda), y usado (derecha).

Con objeto de mejorar la fiabilidad de los ensayos, las probetas fueron fabricadas con una plantilla, que garantiza la correcta ubicación del punto en el ensamblaje de chapas.

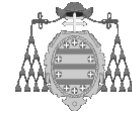


*Imagen 11: Platilla para soldeo de probetas por puntos y muestreo de probetas.*

Los ensayos, realizados según [2], se llevaron a cabo en los laboratorios del *Departamento de Construcción e Ingeniería de Fabricación de la Universidad de Oviedo*.



*Imagen 12: Ensamblaje de probeta en máquina de ensayo.*



### 3.2.2 RESULTADOS DE LOS ENSAYOS DE RESISTENCIA A CORTADURA

A partir de los ensayos realizados se obtuvo no sólo la relación carga – desplazamiento de cada probeta, que será útil para posterior simulación de los ensayos por elementos finitos, sino que además se pudo observar el modo de fallo de cada una de ellas, que se clasifica en los siguientes tipos:

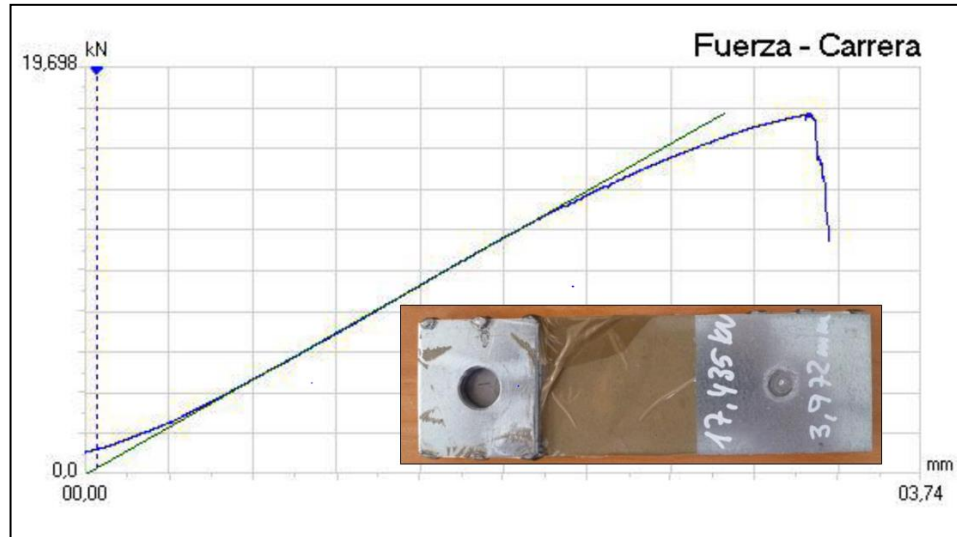
- Tipo de rotura I: Interfacial o por cortadura pura en ambas caras de la unión soldada.
- Tipo de rotura II: Intefacial o por cortadura pura en ambas caras de la unión soldada, acompañado de deformación de las chapas.
- Tipo de rotura III: Desgarro o “*pullout*” del material de las chapas alrededor del punto de soldadura.

En primer lugar, se presenta una tabla que recoge los resultados de todas las probetas ensayadas, identificando los datos más significativos de cada ensayo. Nótese que las cinco primeras probetas no tienen distinción en el uso del cabezal de soldadura.

RESUMEN TIPOS DE ROTURA		
PROBETA	TIPO ROTURA	CABEZAL
1	I	--
2	III	--
3	I	--
4	I	--
5	II	--
6	II	NUEVO
7	III	NUEVO
8	II	NUEVO
9	II	NUEVO
10	III	NUEVO
11	I	USADO
12	I	USADO
13	I	USADO
14	I	USADO
15	I	USADO

*Tabla 7: Tipos de rotura y cabezal.*

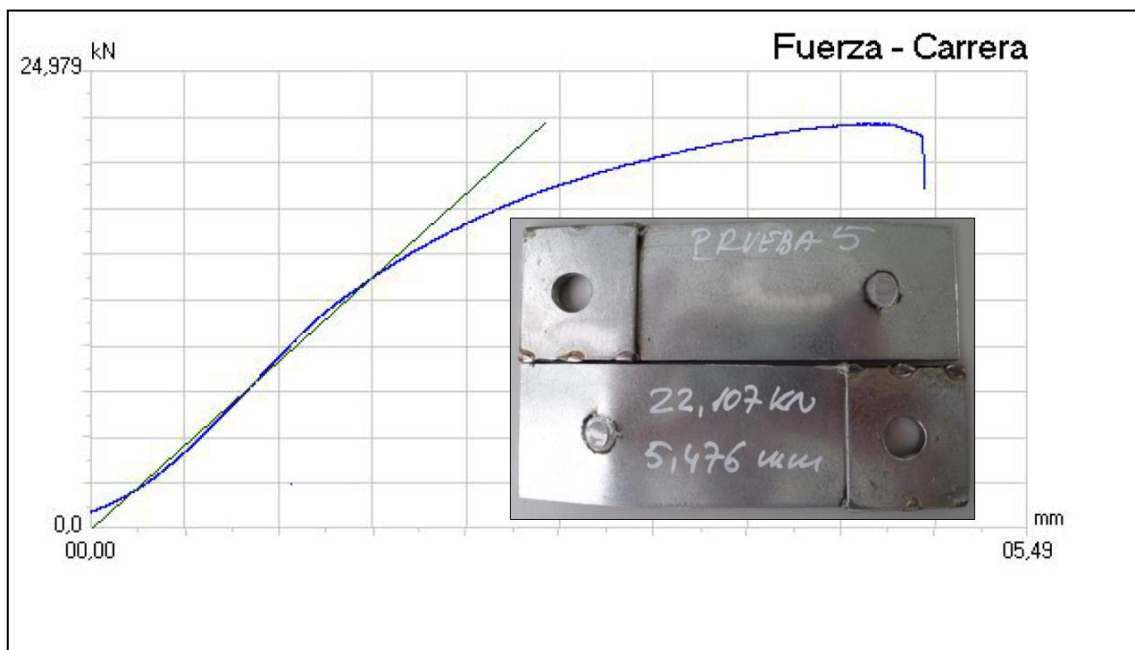
A continuación se muestran varias gráficas carga-desplazamiento, acompañadas de los modos de rotura correspondientes.



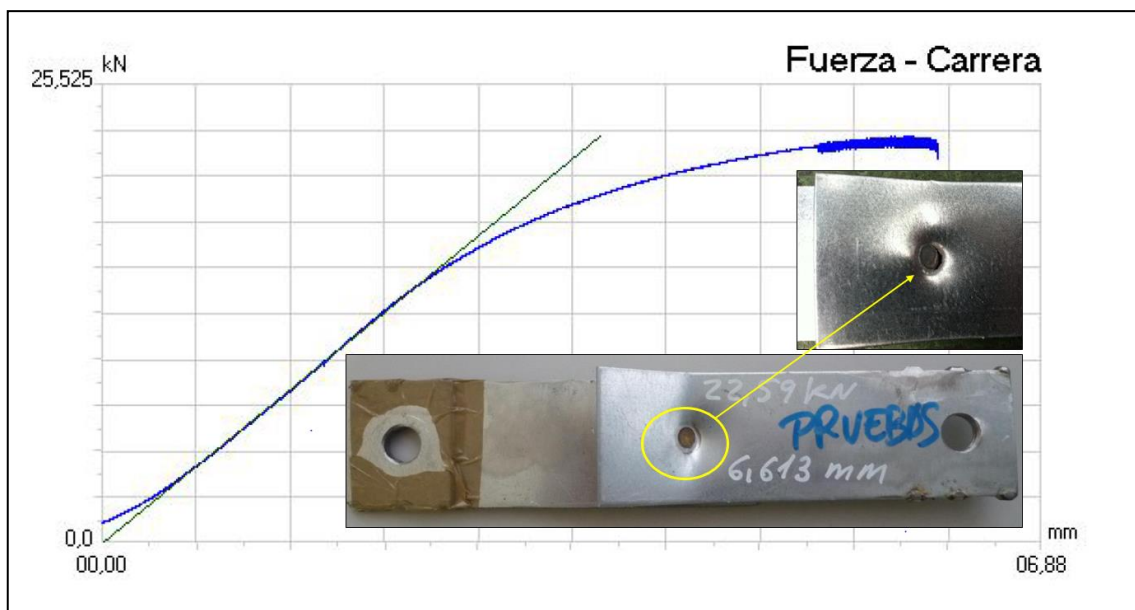
*Gráfica 10: Carga – desplazamiento Probeta 1, con detalle de tipo de rotura I.*

La gráfica anterior, al igual que las gráficas siguientes, ha sido obtenida directamente de los equipos de ensayo. En ellas, se muestra la relación carga – desplazamiento obtenida para cada probeta. Además, se puede ver una línea de color verde, que marca la zona de comportamiento lineal de las probetas, que como se observa, irá variado sustancialmente en función del tipo de rotura.

Para roturas del tipo I, en las que apenas se produce deformación plástica de las chapas que componen la probeta, esta línea acompañará de forma casi continua a la gráfica carga-desplazamiento, sin embargo, para las roturas II y III; se podrá apreciar claramente la pérdida de proporcionalidad a medida que aumenta el desplazamiento.



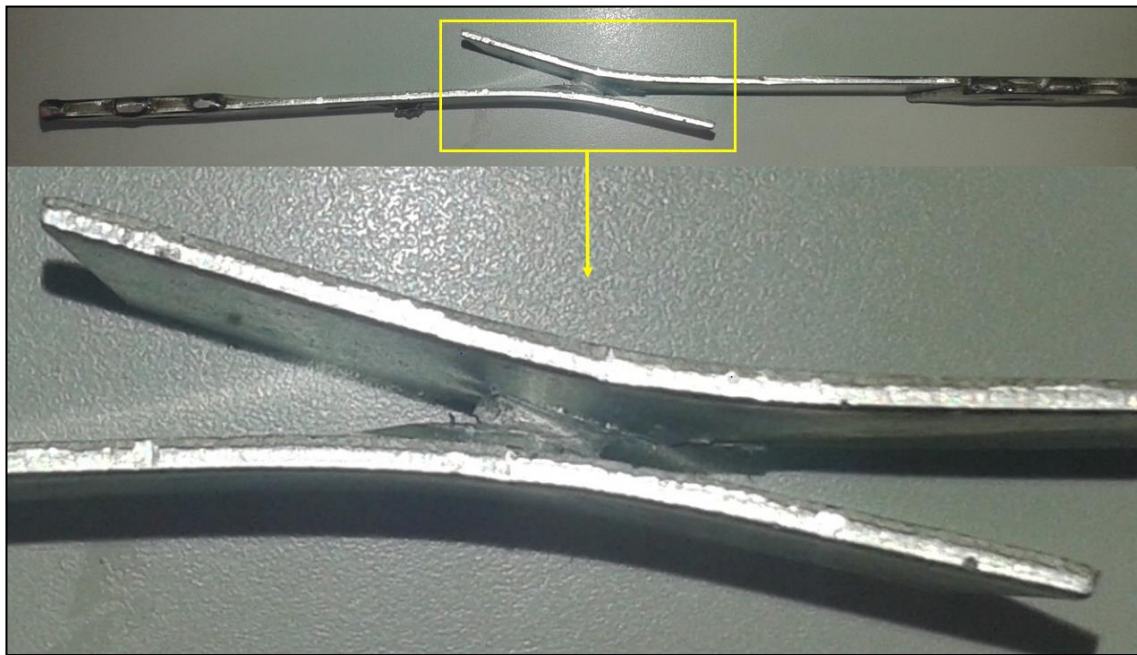
Gráfica 11: Carga – desplazamiento Probeta 5, con detalle del tipo de rotura II.



Gráfica 12: Carga – desplazamiento Probeta 2, con detalles del tipo de rotura III.

Imágenes en detalle del tipo de rotura III, obtenidas en otras probetas, se muestra a continuación.



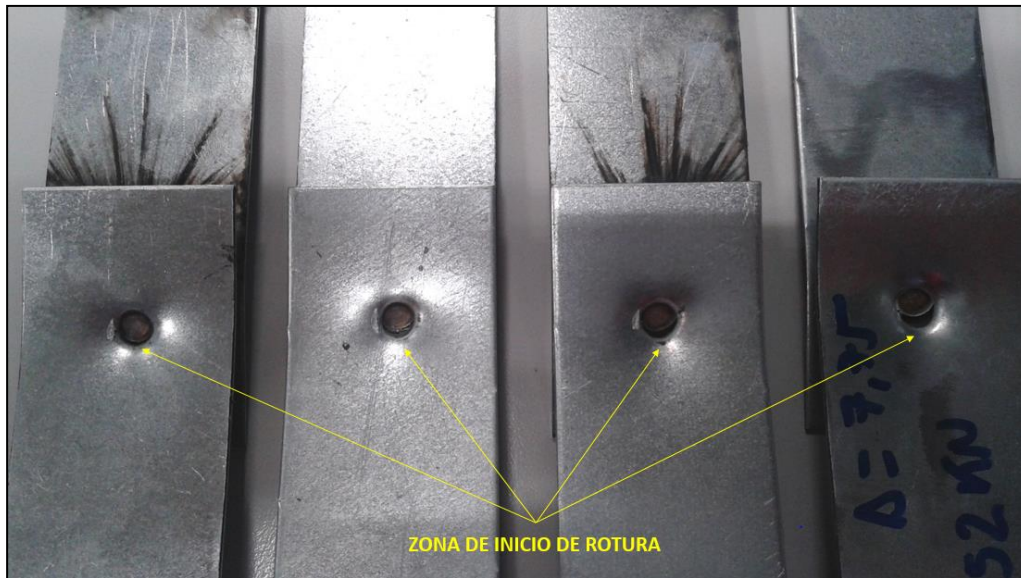


**Imagen 13:** Vista general de una probeta con rotura tipo III, con vista en detalle del punto de soldadura.



**Imagen 14:** Vista en detalle del inicio de fallo en el punto de soldadura.

En la página siguiente se muestran la evolución que experimenta el fallo del punto de soldadura en varias probetas con rotura del tipo III, desde el inicio de la grieta en la zona exterior del punto, hasta el fallo de la chapa. Del mismo modo, se muestran también las deformaciones sufridas en cada una de las probetas.

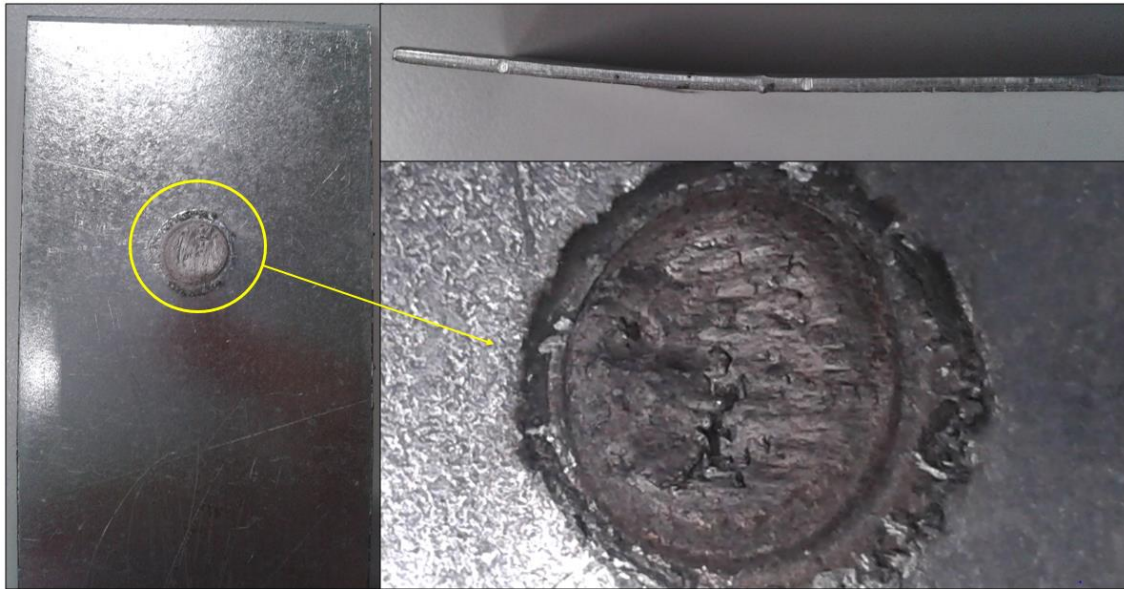


*Imagen 15: Probetas con daño progresivo en el borde del punto de soldadura. Rotura tipo III.*



*Imagen 16: Probetas con deformación progresiva. Rotura tipo III.*

Finalmente, en la siguiente imagen se muestra una vista ampliada del punto de soldadura en una probeta con una rotura del tipo I. Se aprecia tanto la escasa deformación de la chapa, como las diferentes zonas del punto de soldadura.



*Imagen 17: Detalle del punto de soldadura en una probeta con rotura del tipo I.*

Finalmente se presentan las cargas máximas obtenidas y los desplazamientos para los cuales se producen, tanto para probetas nuevas, como para probetas usadas.

CARGA MÁXIMA Y DESPLAZAMIENTO ASOCIADO		
PROBETA	CARGA MÁXIMA [N]	DESPLAZAMIENTO [mm]
NUEVA 1	19214,17	5,641657
NUEVA 2	20673,65	7,534275
NUEVA 3	19612,32	4,832033
NUEVA 4	18872,41	8,028623
NUEVA 5	15674,95	9,619297

*Tabla 8: Carga máxima y desplazamiento asociado para probetas nuevas.*

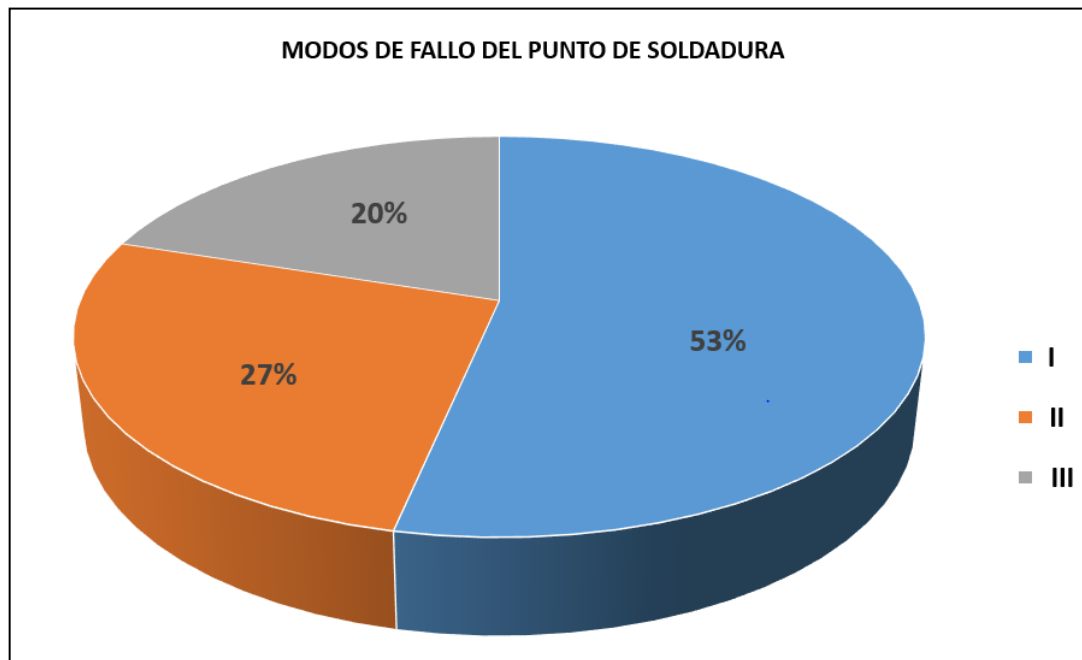
CARGA MÁXIMA Y DESPLAZAMIENTO ASOCIADO		
PROBETA	CARGA MÁXIMA [N]	DESPLAZAMIENTO [mm]
USADA 1	11388,22	6,074092
USADA 2	14608,23	4,044315
USADA 3	11235,23	7,10184
USADA 4	16791,44	6,176962
USADA5	16000,78	3,02133

*Tabla 9: Carga máxima y desplazamiento asociado para probetas usadas.*

### 3.2.2.1 COMENTARIOS A LOS RESULTADOS OBTENIDOS

Una vez expuestos los resultados obtenidos en los ensayos realizados, es posible realizar un análisis de los mismos, de manera que pueda llegarse a algunas conclusiones útiles.

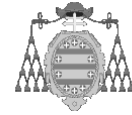
En primer lugar se hace un análisis del porcentaje de tipos de rotura registrados, que se presenta en la siguiente gráfica.



Gráfica 13: Porcentajes de modos de rotura registrados en los ensayos.

Se puede apreciar que el modo de fallo más repetido es el modo I (rotura interfacial a cortadura pura). A este respecto, cabe destacar que de las 8 probetas que presentan este tipo de fallo, al menos 5 fueron realizadas con casquillos de soldadura con alto número de usos. Y aunque no se conoce la clasificación del casquillo para las tres probetas restantes con este tipo de fallo, puede pensarse que éstas también fueron fabricadas con casquillos usados.

Claro está, que para sacar conclusiones firmes sobre la influencia negativa del número de usos del casquillo serían necesario realizar un mayor número de ensayos, registrando además el número exacto de usos de los casquillos utilizados.



Por otro lado, en cuanto a la ejecución de puntos de soldadura existen otros factores, que pueden presentar gran influencia en el los modos de fallo de las probetas, como pueden ser la corriente de soldeo, la presión de las pinzas, el tiempo de soldeo, el diámetro de la zona fundida, o la estructura metalográfica de la soldadura y de la zona afectada térmicamente [3]; [4]; [5]; [6]; [7]; [8].

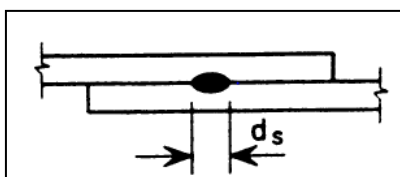
En cuanto a la corriente de soldeo utilizada, puede mencionarse que según el procedimiento de soldeo utilizado en este caso, la intensidad definida es de 12 kA. En [3], se menciona que para intensidades de corriente por debajo de los 7,0 kA; el tipo de rotura I es más probable; entre 7, 0 y 9,0 kA; la rotura más probable es del tipo II, mientras que por encima de 9 kA, la rotura es de tipo III. Atendiendo a estas conclusiones, y asumiendo que la máquina de soldeo está correctamente regulada, puede pensarse que el desgaste de los cabezales disminuye el calor aportado en el proceso de soldeo, o bien que existen otros parámetros que influyen los resultados obtenidos, dando lugar mayoritariamente a roturas del tipo I en las probetas ensayadas.

Sin embargo, la influencia que todos estos aspectos puedan tener tanto en el modo de fallo registrado, como en la resistencia del punto de soldadura, no son objeto del alcance de esta tesis doctoral, quedando pendientes para futuras investigaciones.

Por otro lado, en cuanto a las cargas registradas en las probetas realizadas con casquillos nuevos, se observa que las cargas máximas se sitúan entre los 18,8 kN (Probeta 9); y los 20,67 kN (Probeta 7); mientras que para probetas realizadas con casquillos usados, la carga máxima registrada es de 16,79 kN (Probeta 14), siendo la mínima de 11,24 kN (Probeta 13).

Con respecto a este punto, resulta interesante comparar los valores de carga obtenidos, con los valores teóricos, que esta clase de puntos de soldadura debe soportar. Para realizar este análisis se recurre a la norma europea vigente [1].

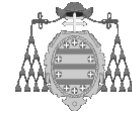
En primer lugar, se debe determinar el diámetro del punto de soldadura según la siguiente fórmula, teniendo en cuenta que ambas chapas tienen 2,0 mm de espesor.



$$d_s = 5\sqrt{t} = 5\sqrt{2,0} = 7,071\text{mm}$$

Ecuación 1

Imagen 18: Diámetro del punto de soldadura.



Según [1], la resistencia a cortadura del punto se obtiene según la ecuación 2. Si bien es cierto, son varios los estudios que exponen criterios de fallo más avanzados para este tipo de uniones, considerando estados combinados de cargas [9]; [10]; [11].

$$F_{v,Rd} = \frac{\pi \cdot d_s^2 \cdot f_u}{4 \cdot \gamma_{M2}}$$

Ecuación 2

En este caso, la resistencia a la rotura del material de las chapas  $f_u$ , se obtiene de los ensayos de caracterización del material, escogiendo el menor valor registrado para las probetas longitudinal y transversal (Tabla 2).

Por otro lado, el coeficiente de seguridad fijado por la norma  $\gamma_{M2}$ , se tomará en este caso como 1,0; resultando entonces el siguiente valor de resistencia a cortadura del punto de soldadura.

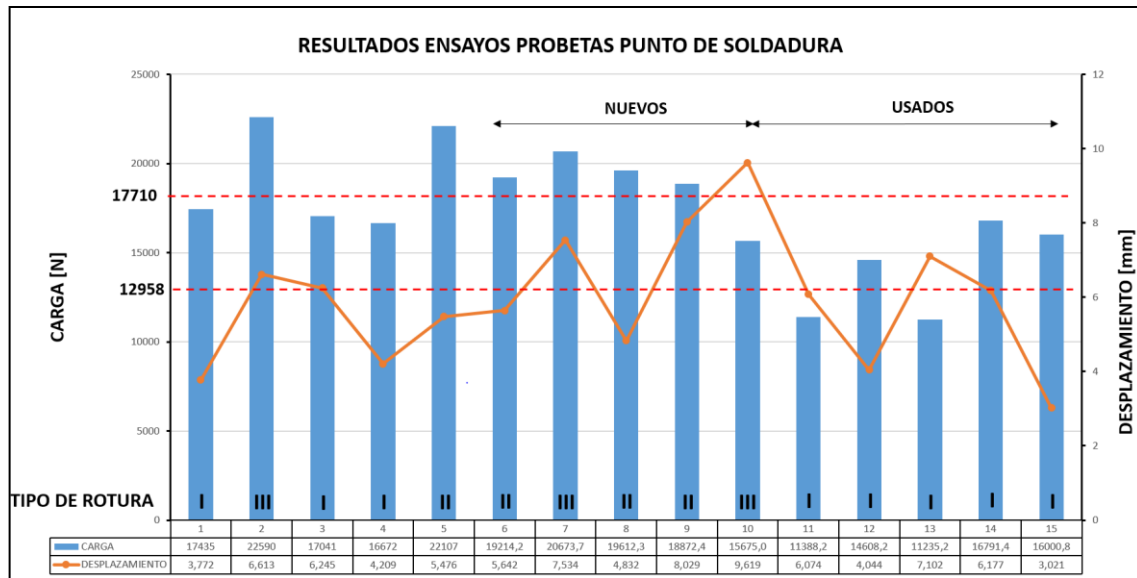
$$F_{v,Rd} = \frac{\pi \cdot d_s^2 \cdot f_u}{4 \cdot \gamma_{M2}} = \frac{\pi \cdot 7,071^2 \cdot 451}{4 \cdot 1,0} = 17710 \text{ N}$$

Como se observa, el valor obtenido depende de dos factores: el diámetro del punto de soldadura y la resistencia a la rotura del material de las chapas. El valor de diámetro se ha escogido a partir de la definición teórica recogida en [1]; aunque sin embargo, las mediciones tomadas en las probetas ensayadas, muestran valores ligeramente inferiores del diámetro de los puntos, por lo que la carga máxima variará en función del tamaño de la zona fundida en cada probeta [4]; [13].

Si bien es cierto, que para una correcta determinación del diámetro resistente de los puntos de soldadura, debería haberse realizado un corte en sección de cada probeta, para determinar el diámetro del punto a través de un estudio microscópico de la zona soldada. Si bien, como se mencionó anteriormente, el estudio en profundidad de estos parámetros no es objeto de la presente tesis doctoral.

Cabe destacar, que si en lugar del límite de rotura obtenido en los ensayos, se realizara el cálculo considerando el límite establecido en la norma EN 10147, para el acero S250 GD; manteniendo el coeficiente de seguridad en 1,0; el valor de resistencia a cortadura del punto de soldadura sería de 12958 N.

En la siguiente gráfica se observa que sólo el 40% de las probetas superan la resistencia a cortadura obtenida a partir de los valores de resistencia del material, registrados en los ensayos y que, además, ninguna de ellas falla según el tipo I de rotura.



*Gráfica 14: Resumen de resultados, tipos de rotura y límites de resistencia de todas las probetas.*

Si bien es cierto, que si se utiliza el valor de resistencia teórico, tan sólo dos probetas están por debajo del límite calculado, aunque es preciso tener en cuenta que ninguno de los valores límite está afectado por los coeficientes de seguridad indicados en [1].

### 3.3 PRUEBA DE CARGA SOBRE TÚNEL FIJO

Un punto fundamental para establecer la validez de los diferentes modelos de cálculo es la verificación de los resultados calculados con los obtenidos en pruebas reales. En este caso, ha sido posible llevar a cabo una prueba de carga real, sobre una estructura de túnel de 10,5 metros de largo, construido íntegramente con paneles de chapa plegada unidos por puntos de soldadura (suelo, techo y laterales).

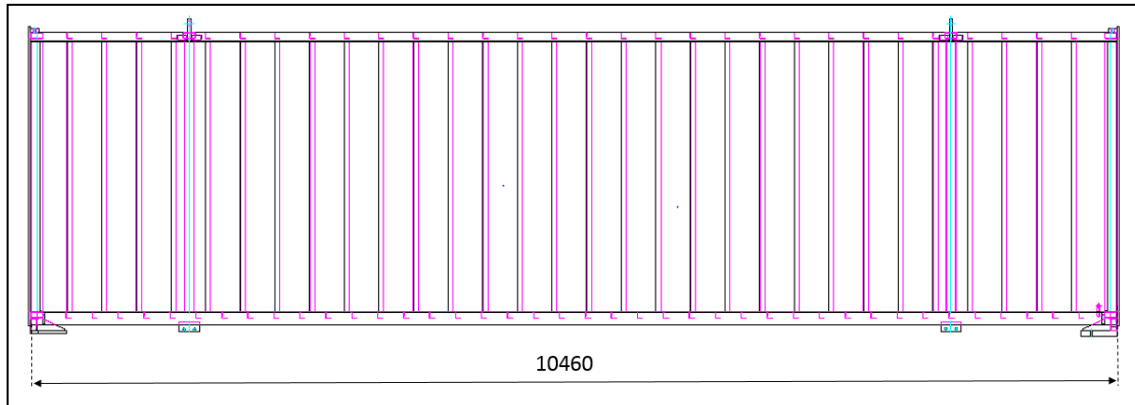


Imagen 19: Vista lateral del túnel usado en la prueba de carga [mm].

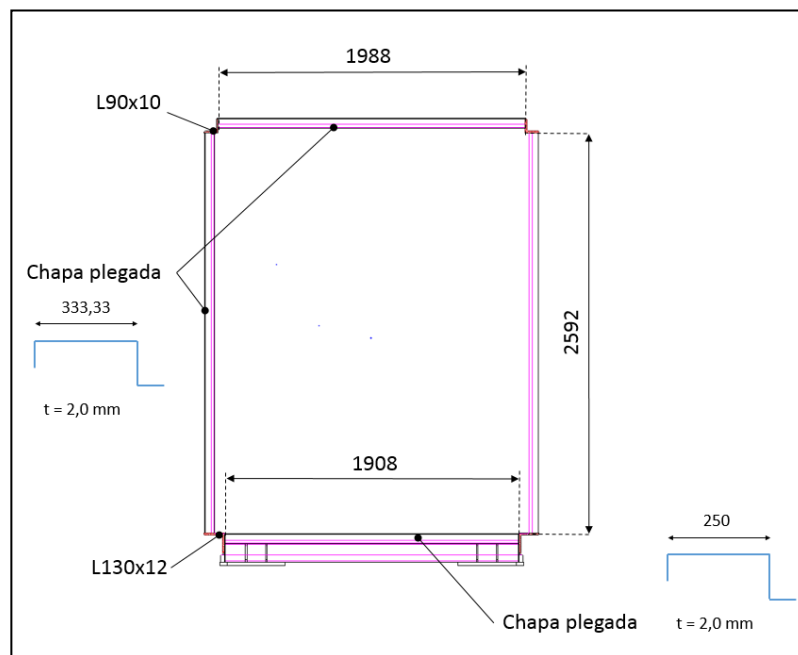
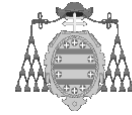


Imagen 20: Vista en sección del túnel [mm].

Cabe destacar, que aunque la tipología estructural es idéntica a la de una pasarela de embarque de chapa, este tipo de estructura no se usa a modo de pasarela de embarque, sino que su función es conectar la terminal del aeropuerto con las pasarelas



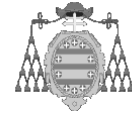


de embarque, cuando éstas se colocan a cierta distancia del edificio por necesidades del *layout*. Por esta razón, reciben comúnmente el nombre de túneles fijos. Como se puede observar, los túneles fijos no son telescópicos, y por tanto, su longitud no varía.

La longitud que puede alcanzar este tipo de estructuras, es función de la cantidad de apoyos intermedios que existan entre la terminal del aeropuerto y el punto de conexión con la pasarela de embarque. Evidentemente, también se conseguirán mayores distancias en función de las dimensiones de la sección transversal utilizada (túnel A; túnel B o túnel C). En este caso, la estructura probada presenta una sección de túnel C, la más grande posible dentro de las fabricadas de forma estándar por la empresa *ThyssenKrupp*.

Es cierto que se cuenta con datos de pasarelas de fabricadas en chapa, incluso con túneles más largos que el probado en este caso, que se han obtenido gracias a múltiples pruebas de carga anteriores, realizadas con motivo de procesos de marcado CE de Tipo según la Directiva Europea de Máquinas actual 2006/42/CE o la Directiva anterior 98/37/CE. Sin embargo, los resultados obtenidos en dichas pruebas no son tan completos ni tan fiables como los que se han podido tomar en esta ocasión, por varios motivos:

- Los desplazamientos verticales medidos en pruebas de carga realizadas en pasarelas de embarque con túneles telescópicos, están afectados no sólo por la rigidez de la propia estructura, sino también por otros factores, como la deformación de las ruedas de la traslación, la compresión del aceite del equipo hidráulico (en mucha menor medida), la rigidez del bastidor de apoyo inicial o el desplazamiento longitudinal debido al telescopaje de las máquinas.
- Los equipos de medida utilizados presentan márgenes de error mucho mayores que los empleados en este caso. A pesar de que los equipos habituales son generalmente válidos en este tipo de pruebas de carga, cuando los desplazamientos de la estructura son muy pequeños ( $< 4$  mm aproximadamente), la sensibilidad de los equipos no permite apreciar desplazamientos reducidos, no sólo a peso propio, sino tampoco entre varios estados de carga.
- Por otro lado, además de los desplazamientos verticales, se han medido también desplazamientos horizontales, gracias a la utilización de transductores de desplazamiento colocados en el apoyo deslizante del



túnel fijo. Desplazamientos en esta dirección no se habían medido hasta ahora en ninguna prueba de carga.

- Se han dispuesto galgas y rosetas extensométricas en puntos previamente definidos de la estructura, de manera que también ha sido posible obtener deformaciones unitarias para cada estado de carga, por lo que será posible obtener el estado tensional de la estructura para estos casos.
- La longitud del túnel ensayado ha permitido introducir un incremento significativo en las cargas utilizadas en la prueba. Esto no es posible habitualmente, puesto que las pruebas de carga suelen hacerse para el modelo de pasarela más largo, de manera que un aumento en las cargas de la prueba, sobrepasando las cargas habituales de diseño, puede acarrear el fallo de algún elemento estructural. Sin embargo, en este caso, dada la longitud del túnel, ha sido posible aumentar las cargas aplicadas, con el objeto de obtener resultados representativos.
- Al contrario que en pruebas de carga normales, esta prueba se ha realizado con la estructura directamente salida de calderería, sin pintura, acabados o revestimientos interiores que añaden peso, por lo que en este caso no se cometen errores en la estimación de los pesos mencionados.

En este caso, la estructura ensayada representa una posibilidad extraordinaria para poder obtener resultados fiables, que permitan un análisis certero, así como la posibilidad de contrastar estos resultados en modelos de elementos finitos y modelos de barras, que hasta ahora no se habían podido contrastar adecuadamente.



*Imagen 21: Vista general de la estructura ensayada.*

### 3.3.1 DESCRIPCIÓN DE LA PRUEBA DE CARGA

#### 3.3.1.1 PREPARACIÓN DE LA ESTRUCTURA

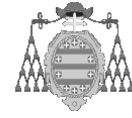
Para la ejecución de la prueba, la estructura se ha apoyado en dos perfiles HEB-300; unidos al suelo mediante pernos HILTI HVA. En uno de los apoyos, la estructura simplemente se ha apoyado, constituyendo así el apoyo deslizable, mientras que en el otro extremo, la conexión entre viga de apoyo y túnel se ha realizado mediante tornillos, constituyendo así el apoyo fijo.



*Imagen 22: Detalle de los apoyos de la estructura.*

Como se ha comentado, la estructura no presenta ningún tipo de acabado adicional o revestimiento interior. Esta circunstancia ha permitido, entre otras ventajas, facilitar las maniobras de carga y descarga durante la prueba, sobretodo en la parte interior.

Antes de fijar el túnel a los HEB-300 de apoyo, se comprobó que éste estuviese correctamente nivelado.



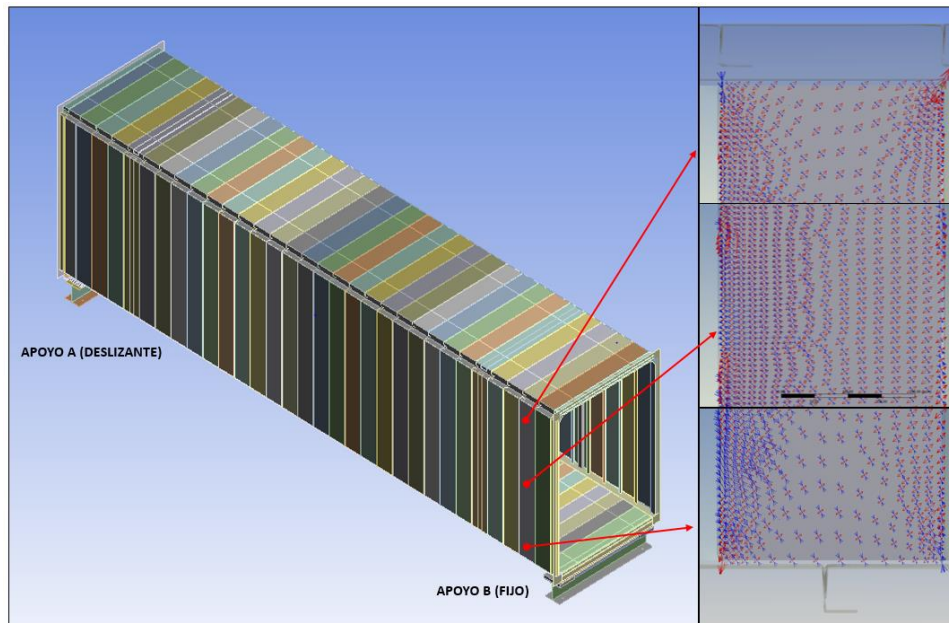
*Imagen 23: Vistas interiores de la estructura.*

### 3.3.1.2 INSTRUMENTACIÓN DE LA ESTRUCTURA

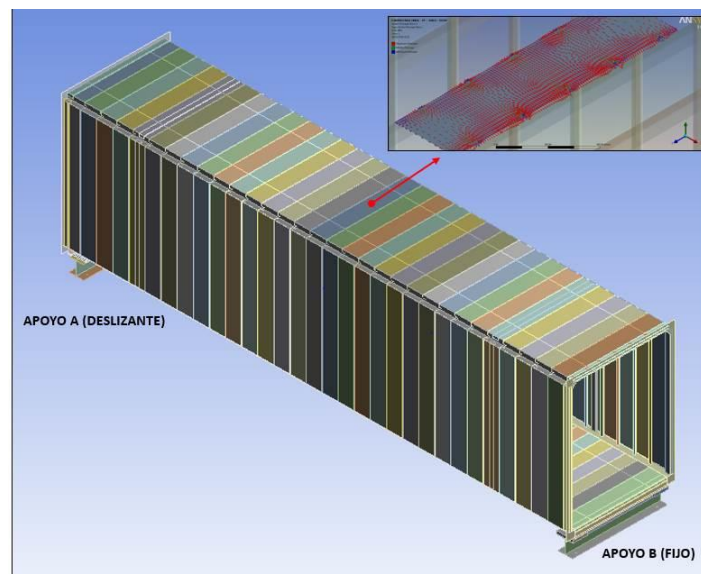
Para la obtención de resultados se han utilizado equipos para la medición de desplazamientos verticales y horizontales, así como galgas y rosetas extensométricas, ubicadas en zonas previamente definidas, con objeto de monitorizar el estado tensional de varias zonas de interés, en los diferentes estados de carga:

- Para la medición de deformaciones y tensiones de la estructura se han utilizado un total de 13 galgas extensométricas *HBM*, modelo LY-11, con cable apantallado de 4 conectores, con compensación de temperatura y resistencia del cable.
- Para la medición de los desplazamientos verticales y horizontales se han implementado 6 transductores de desplazamiento, dos de ellos modelo *Novotechnik* 100 mm; siendo los restantes modelo *Novotechnik* 50 mm.
- Las galgas extensométricas han sido conectadas a un equipo de adquisición de datos *HBM Quantum MX-1615*, de 16 canales; mientras que los transductores de desplazamiento se conectaron a un equipo *HBM Quantum MX-840A* de 8 canales.

Previamente a la colocación de las galgas, se realizó un cálculo de la estructura con elementos finitos. Con ello se consiguió determinar la orientación de las tensiones principales máximas en los puntos de interés. De este modo, la colocación de galgas se haría según estas direcciones.



**Imagen 24:** Dirección de las tensiones principales a diferentes alturas del panel lateral próximo al apoyo fijo.



**Imagen 25:** Tensiones principales en el panel de techo.

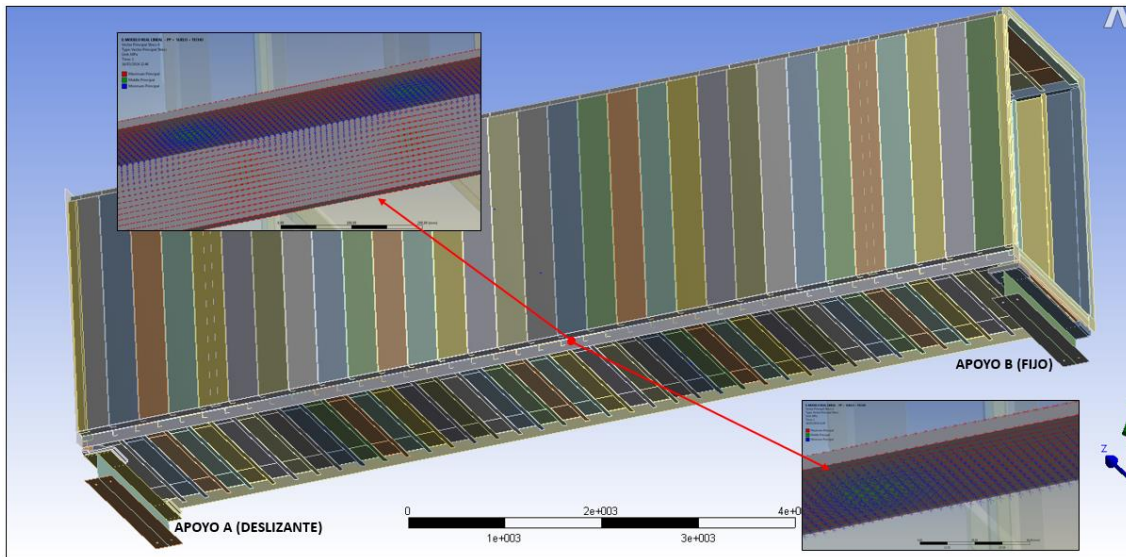


Imagen 26: Dirección de las tensiones principales en el cordón inferior.

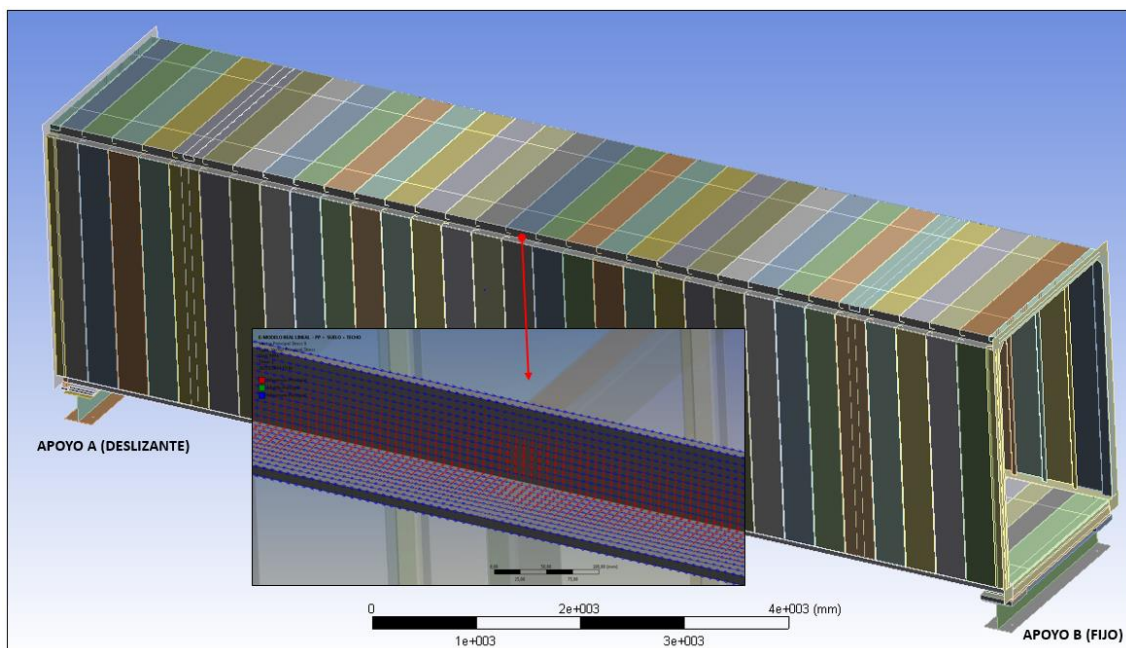
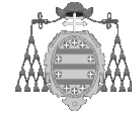
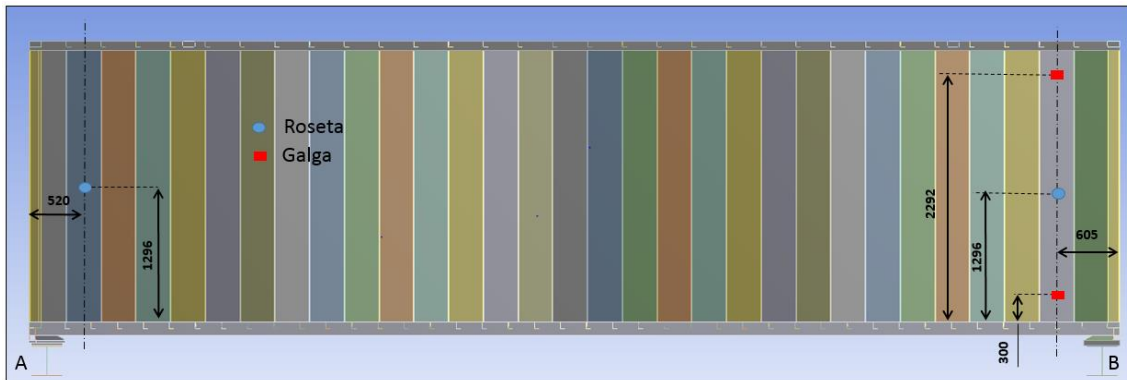


Imagen 27: Dirección de las tensiones principales en el cordón superior.

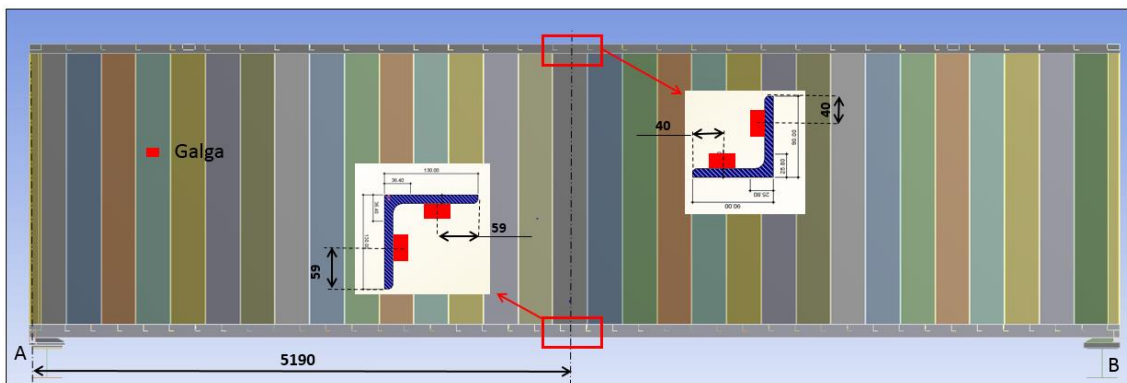
Como se ha podido observar, en los cordones inferior y superior, es necesario evitar colocar galgas en los puntos de encuentro con los pliegues de los paneles que conforman suelo, techo y laterales, puesto que en estos puntos, las tensiones principales no se orientan del mismo modo que en los tramos libres, en los que siguen la orientación longitudinal lógica causada por la flexión del túnel bajo carga.



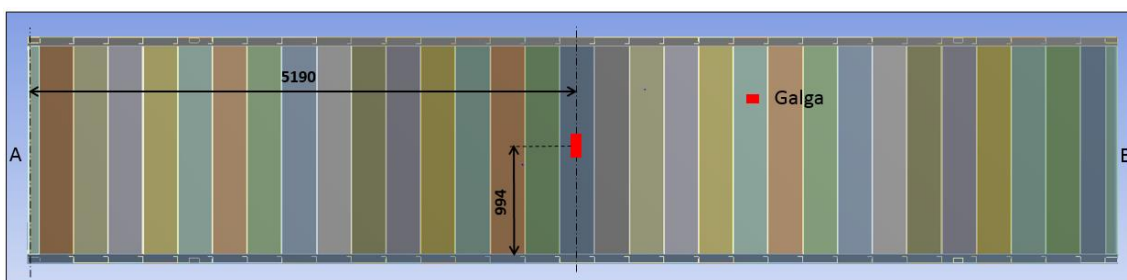
Las galgas se han colocado en las posiciones indicadas en las siguientes imágenes.



*Imagen 28: Ubicación de galgas y rosetas en el lateral del túnel.*

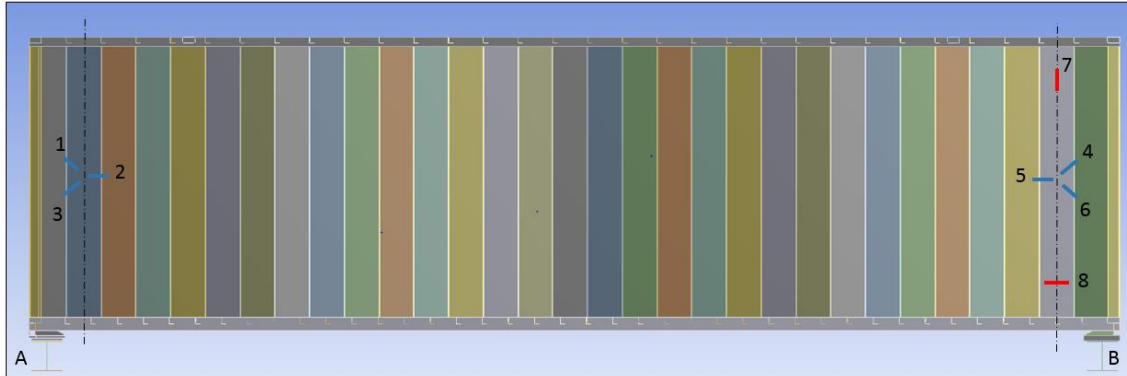


*Imagen 29: Ubicación de galgas en los cordones inferior y superior.*

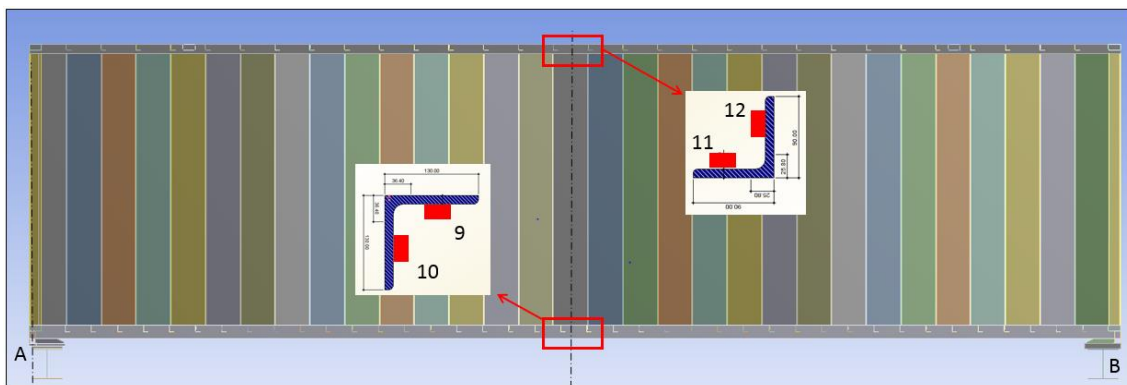


*Imagen 30: Ubicación de la galga del techo.*

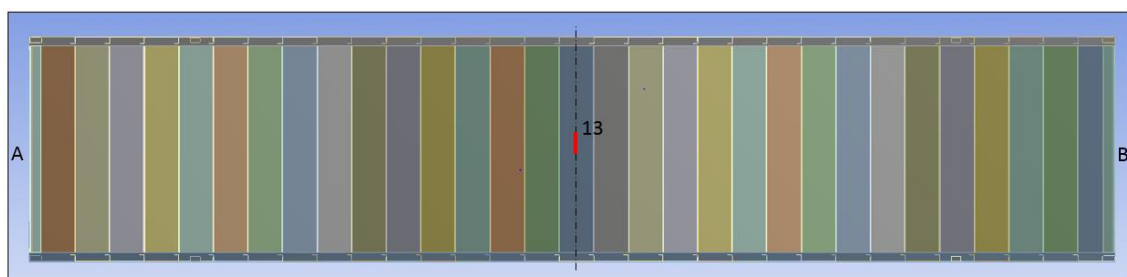
Para una mayor facilidad en el post-procesado de los datos adquiridos, se numeraron las galgas de la siguiente manera.



**Imagen 31:** Numeración y orientación de galgas en el lateral del túnel.



**Imagen 32:** Numeración de las galgas ubicadas en los cordones inferior y superior.



**Imagen 33:** Numeración de la galga ubicada en el techo.





*Imagen 34: Galgas y rosetas colocadas en el lateral del túnel.*

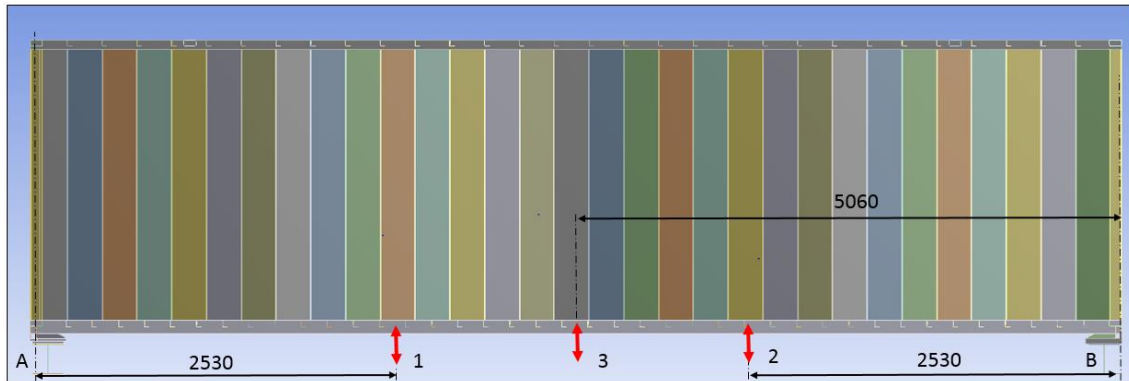


*Imagen 35: Galgas del cordón inferior del túnel.*

Cabe destacar que por no se han dispuesto galgas en los paneles del suelo del túnel por dos razones:

- Durante el proceso de introducción de carga en el suelo del túnel, cualquier galga ubicada en esta zona hubiera podido sufrir daños que inhabilitarían su funcionalidad.
- El escaso espacio disponible entre el suelo del túnel y el suelo de apoyo añadía gran dificultad a la colocación de galgas en esa zona.

Como se ha comentado, adicionalmente a las galgas, se utilizaron también transductores que permitieron medir los desplazamientos verticales y horizontales de la estructura. Estos dispositivos se colocaron como se indica en las siguientes imágenes.



**Imagen 36:** Ubicación y numeración de transductores para el control del desplazamiento vertical [mm].

Además se colocaron otros tres transductores, dos de ellos para el control del desplazamiento horizontal en la dirección longitudinal del túnel, y otro en el cordón inferior, simétrico al transductor número 3. Cuya función fue la de controlar la excentricidad de las carga aplicadas. Este transductor recibió el número 4.



**Imagen 37:** Disposición de los cuatro transductores para desplazamiento vertical.

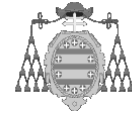


*Imagen 38: Transductores de desplazamiento horizontal.*

Finalmente, cada lateral de túnel se marcó a intervalos de 1,0 metros; con objeto de registrar mediciones de desplazamiento vertical usando el dispositivo laser referenciado anteriormente.



*Imagen 39: Marcas numeradas para control de desplazamiento vertical con dispositivo laser [mm].*



### 3.3.1.3 APLICACIÓN DE CARGAS ESTÁTICAS

Durante la ejecución de la prueba de carga, se han aplicado de forma estática los siguientes estados de carga, añadiendo o eliminando las cargas correspondientes, en el orden indicado:

- Caso 1: Peso propio
- Caso 2: Peso propio + Carga de techo.
- Caso 3: Peso propio + Carga de techo + Carga de suelo.
- Caso 4: Peso propio + Carga de suelo.

Antes de ubicar el túnel en los apoyos descritos, se procedió a pesar la estructura, de manera que será posible comparar el valor obtenido con los pesos de cada modelo de cálculo utilizado.

En este caso, el peso de la estructura sin apoyos fue de 3920 kg.

Para determinar el valor de la carga de suelo se siguió la normativa EN 12321-4: 2014; que aplica específicamente a pasarelas de embarque de aeropuertos en la Unión Europea. Según esta norma, la carga nominal de suelo a tener en cuenta es de 320 kg/m<sup>2</sup>.

Por otro lado, para la carga de techo, a pesar de que la norma citada anteriormente también facilita un valor a considerar de 75 kg/m<sup>2</sup>, en este caso el valor nominal elegido fue de 200 kg/m<sup>2</sup>.

Finalmente, con objeto de conseguir niveles de deformación y desplazamiento representativos, las cargas mencionadas se multiplicaron por un coeficiente de mayoración de 1,50. Este incremento se considera partir de un análisis previo de la estructura mediante elementos finitos, que desvelaba desplazamientos y deformaciones excesivamente bajos como para ser representativos. Razón por la cual se decide incrementar el valor nominal de la carga de techo (en comparación con el de la norma), como incluir el coeficiente citado.

Cabe destacar, que en pruebas de carga habituales se respetan los valores nominales de la norma EN 12312-4: 2014; considerando un factor de mayoración de 1,25 para cargas estáticas, de acuerdo con la directiva de máquinas 2006/42/CE.

Para determinar los valores totales de carga a aplicar en suelo y techo, se toman los datos de superficies útiles en ambas zonas, que se recogen en la siguiente tabla, a partir de los siguientes datos:

- Sobrecarga de suelo: 320 kg/m<sup>2</sup>.
- Sobrecarga de techo: 200 kg/m<sup>2</sup>.
- Coeficiente de mayoración: 1,50.

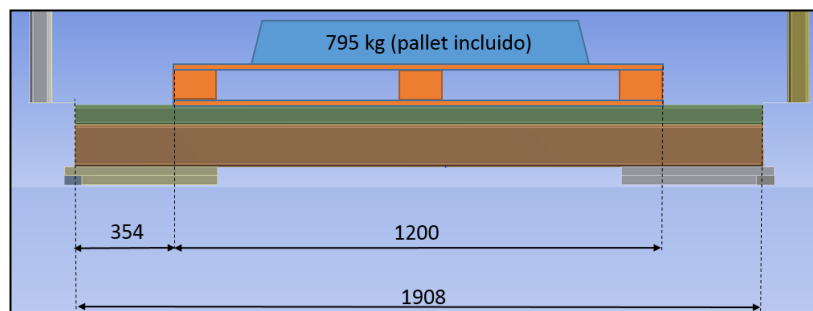
DETERMINACIÓN DE SOBRECARGAS A APLICAR					
ZONA	Ancho [mm]	Largo [mm]	Superficie [m <sup>2</sup> ]	Peso nominal [kg]	Peso total [kg]
SUELO	1908	10420	19,88	6362,04	9543,05
TECHO	1988	10240	20,36	4071,42	6107,14

*Tabla 10: Cargas aplicadas sobre la estructura.*

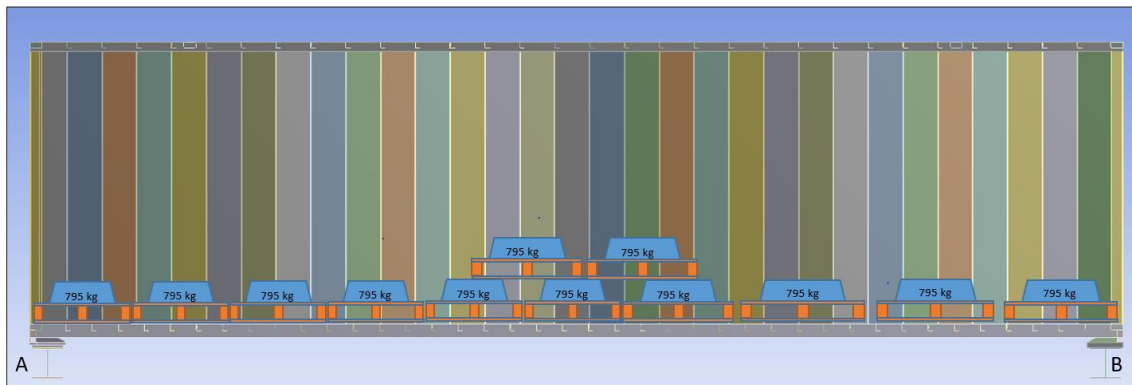
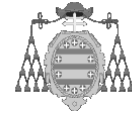
Los pesos calculados se aplicarán mediante pallets de madera de 1200x800 mm, que alojarán placas de acero hasta conseguir la carga necesaria. De tal manera, que las cargas totales definidas se aplicarán en realidad en un ancho de 1200 mm, tanto en el suelo, como en el techo. Teniendo en cuenta esta consideración, es posible determinar el número de pallets necesarios en cada caso, así como el peso total de cada pallet:

- Carga de suelo: 12 pallets de 795 kg/uds.
- Carga de techo: 11 pallets de 555 kg/uds.

En el caso del suelo, la carga se aplicó centrada, como indica la figura inferior. Sin embargo, dado que varias de las placas de acero sobresalían de los bordes del pallet, fue preciso apilar dos pallets en la zona central del túnel, para conseguir aplicar la carga total definida.



*Imagen 40: Esquema de ubicación de la carga de suelo.*



*Imagen 41: Disposición de la carga de suelo a lo largo del túnel.*

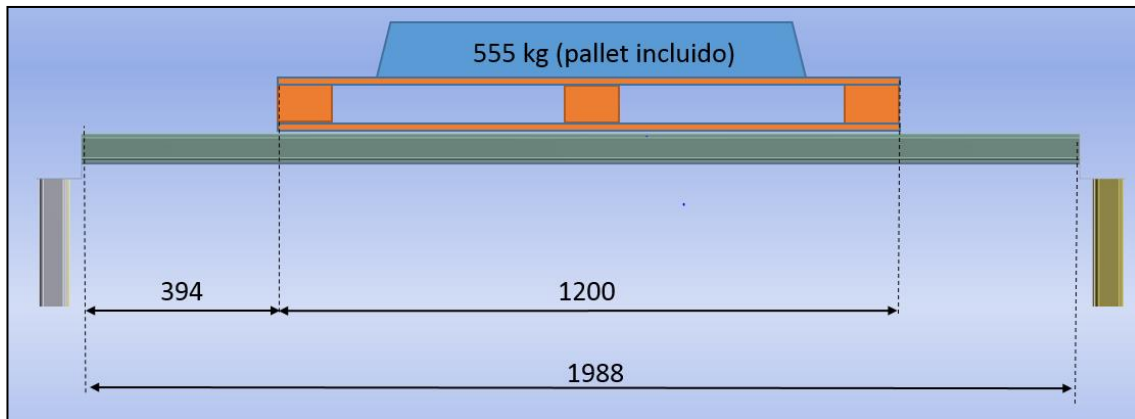


*Imagen 42: Preparación de los pesos de suelo y techo.*

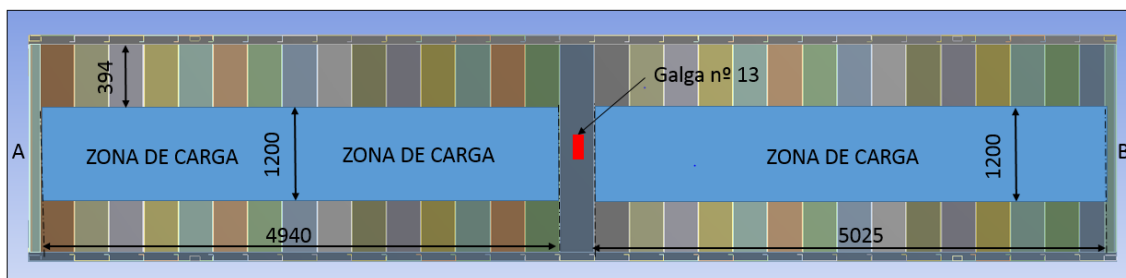


*Imagen 43: Aplicación de la carga de suelo.*

De igual manera, la carga de techo también se aplicó centrada, teniendo en cuenta que en este caso, el panel central del techo no se cargaría, puesto que llevaba alojada la galga extensiométrica número 13.



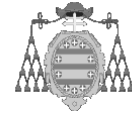
*Imagen 45: Esquema de ubicación de la carga de techo.*



*Imagen 44: Delimitación de las zonas cargadas en el techo.*



*Imagen 46: Aplicación de la carga de techo.*



### 3.3.2 RESULTADOS DE LA PRUEBA DE CARGA

#### 3.3.2.1 DESPLAZAMIENTOS

En primer lugar conviene recordar cuales son los casos de carga considerados en la prueba, que se exponen de nuevo a continuación:

- Caso 1: Peso propio
- Caso 2: Peso propio + Carga de techo.
- Caso 3: Peso propio + Carga de techo + Carga de suelo.
- Caso 4: Peso propio + Carga de suelo.

A este respecto es necesario mencionar que el Caso 1, en el que la única carga presente es el peso propio de la estructura, en realidad no se registra, sino que se utiliza como estado de tensión y deformación de referencia para el resto de casos ensayados. De tal manera que será posible obtener los estados de desplazamiento, tensión y deformación de la estructura causados exclusivamente por las cargas aplicadas (suelo y techo). Es decir, no será posible conocer el desplazamiento o las tensiones causadas sólo por el peso propio del túnel.

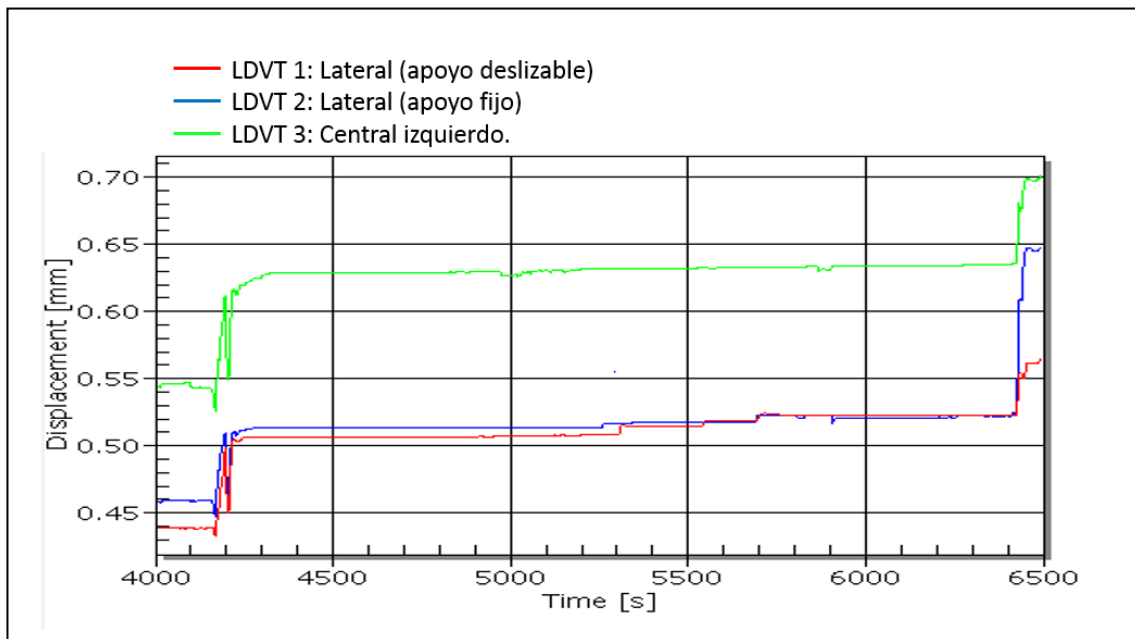
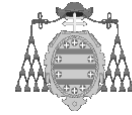
De cara al análisis de resultados, debe mencionarse que tanto los transductores de desplazamiento utilizados, como las galgas extensométricas, registran mediciones en continuo. Debido a esto es posible presentar los resultados en función del tiempo, como se aprecia en las gráficas resultantes de las mediciones.

#### **Caso 2: Peso propio + Carga de Techo**

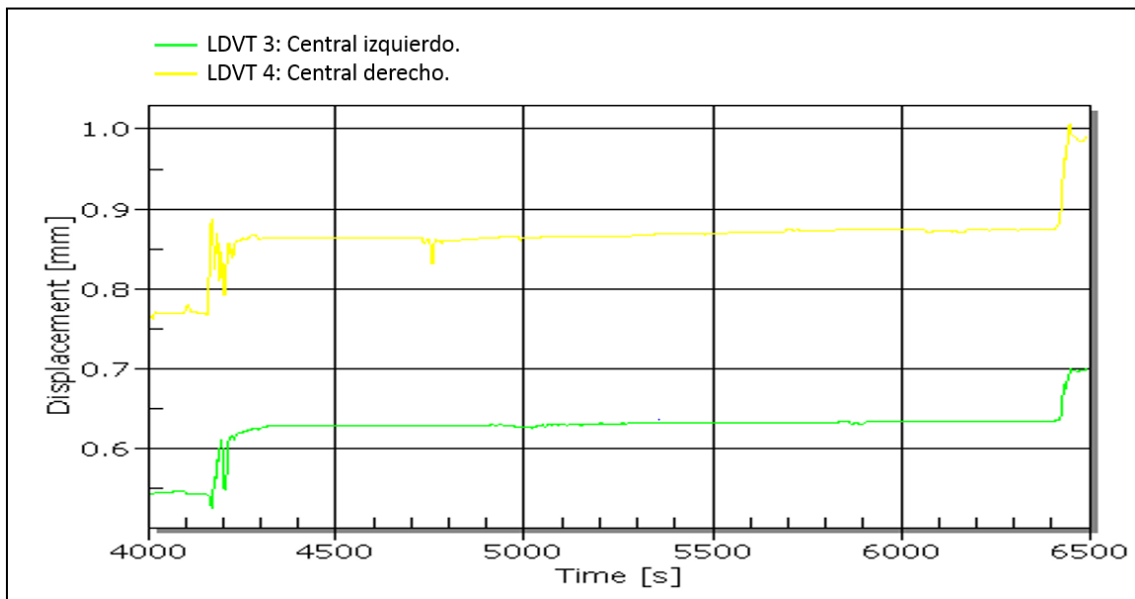
La primera gráfica, en la siguiente página, muestra el desplazamiento vertical registrado por los transductores 1; 2 y 3; para el Caso 2, con carga de techo, con los siguientes resultados:

- Desplazamiento en el centro del vano: 0,630 mm.
- Desplazamiento en el lado del apoyo deslizable: 0,509 mm.
- Desplazamiento en el lado del apoyo fijo: 0,515 mm.





Gráfica 15: Desplazamiento vertical del angular inferior para el Caso 2 (Peso propio + Techo) [mm].



Gráfica 16: Desplazamiento vertical central de los angulares inferiores para el Caso 2 (Peso propio + techo) [mm].

Del mismo modo se muestran a continuación los desplazamientos verticales de los transductores centrales 3 y 4.

En este caso los resultados obtenidos son los siguientes:

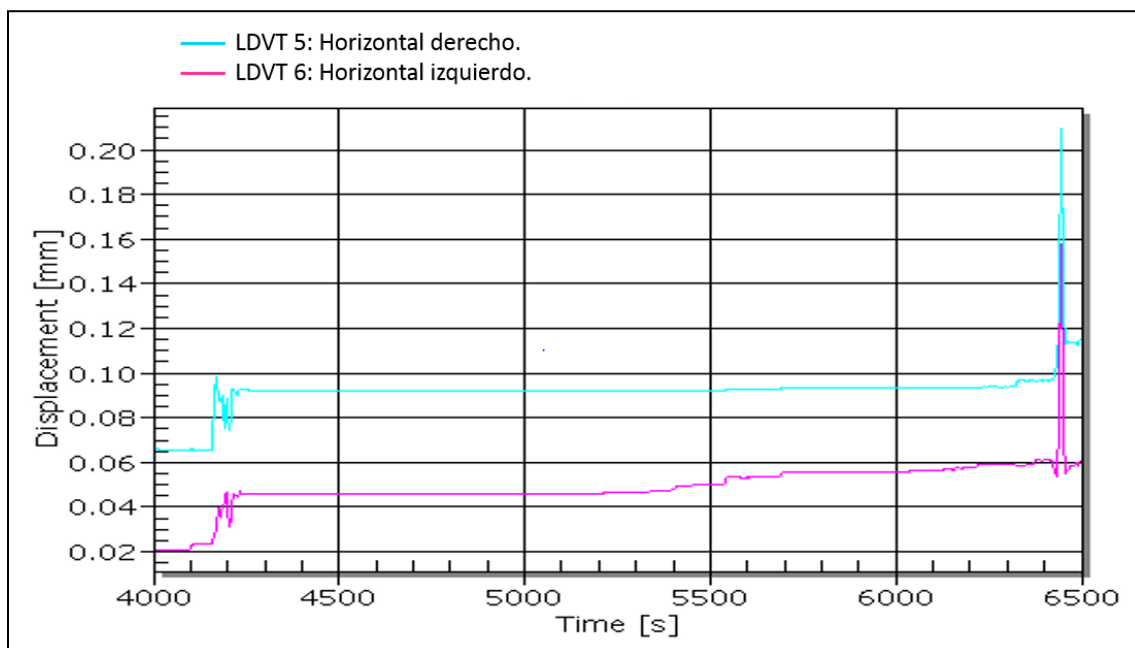
- Desplazamiento vertical central angular izquierdo: 0,63 mm.
- Desplazamiento vertical central angular derecho: 0,86 mm.

Es fácil observar la diferencia existente entre ambas medidas, la cual puede deberse a que el transductor número 4, se encontraba ubicado en la zona de acceso utilizada para introducir la carga de techo con maquinaria industrial. El paso de este tipo de maquinaria en la cercanía del dispositivo de medida, puede haber causado la diferencia reflejada.

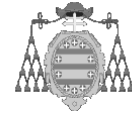


Imagen 47: Ubicación del transductor 4 y zona de acceso para carga de techo.

Finalmente para el Caso 2, se muestran los desplazamientos horizontales registrados por los transductores 5 y 6, ubicados en el apoyo deslizante del túnel.



Gráfica 17: Desplazamiento horizontal en el apoyo deslizante para el Caso 2 (Peso propio y techo) [mm].



De acuerdo con la gráfica anterior, se obtiene lo siguiente:

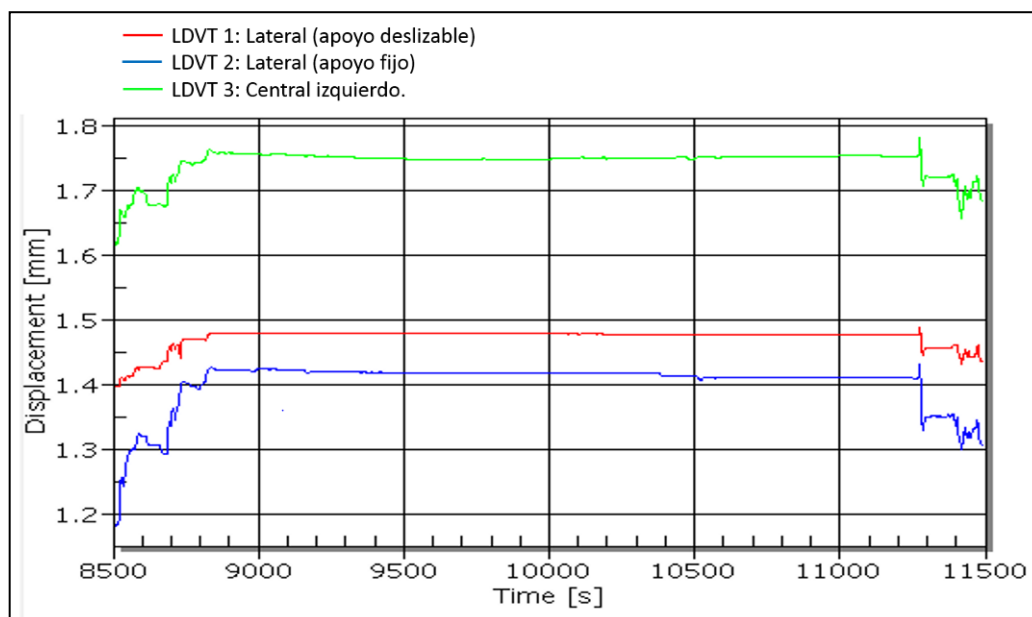
- Desplazamiento horizontal derecho: 0,091 mm.
- Desplazamiento horizontal izquierdo: 0,045 mm.

Al igual que en el caso de los desplazamientos registrados por el transductor 4, la diferencia entre ambos valores puede explicarse por la cercanía entre transductor 5 y la zona utilizada para aplicar la carga de techo, afectada por el tránsito de maquinaria industrial.

### **Caso 3: Peso propio + Carga de Techo + Carga de suelo**

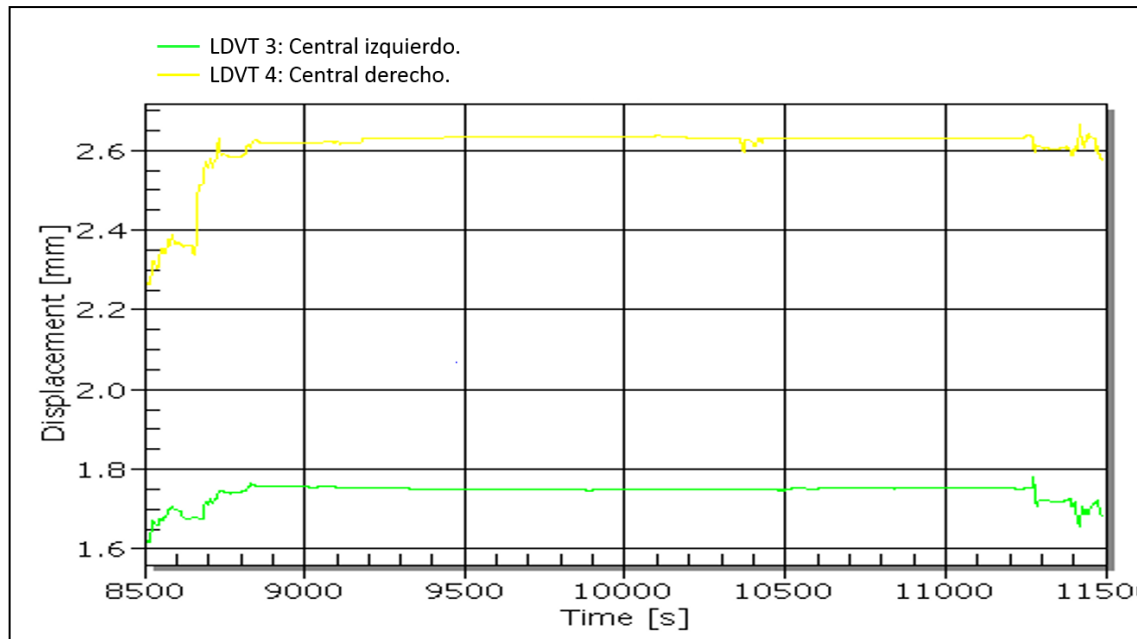
La primera gráfica muestra el desplazamiento vertical registrado por los transductores 1; 2 y 3; para el Caso 3, con carga de techo y suelo, con los siguientes resultados:

- Desplazamiento en el centro del vano: 1,76 mm.
- Desplazamiento en el lado del apoyo deslizable: 1,48 mm.
- Desplazamiento en el lado del apoyo fijo: 1,43 mm.



*Gráfica 18: Desplazamiento vertical del cordón inferior izquierdo para el caso 3 [mm].*

Del mismo modo, se muestra la comparación de desplazamientos verticales para los dos transductores ubicados en el centro del vano de la estructura.



*Gráfica 19: Desplazamiento vertical central de los angulares inferiores para el caso 3 [mm].*

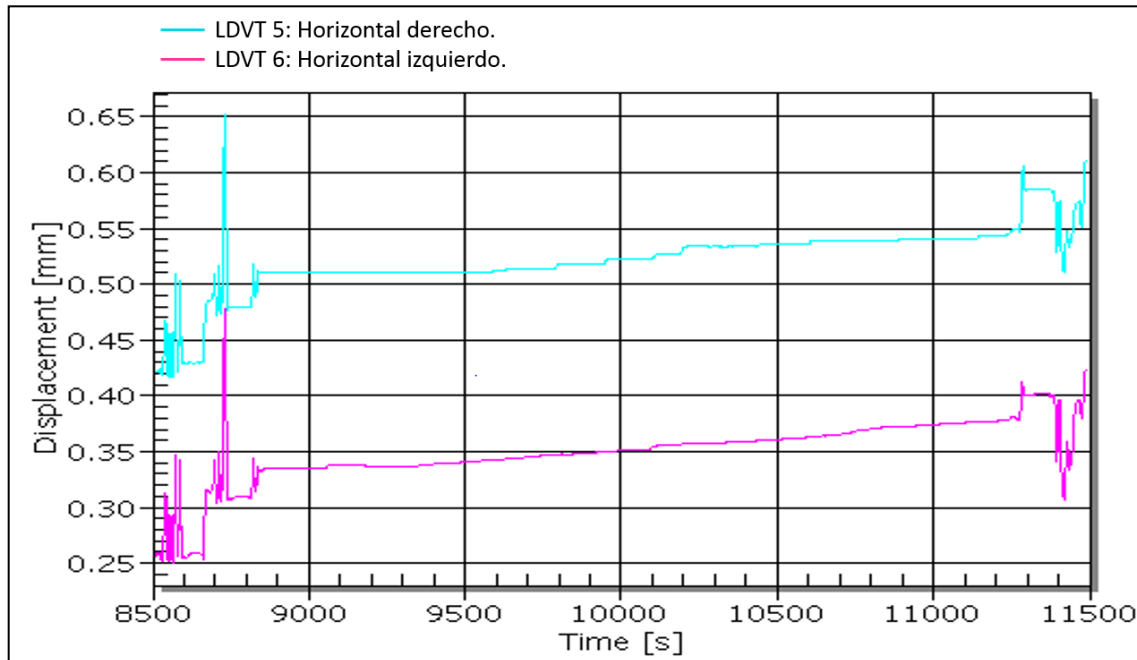
En este caso los resultados obtenidos son los siguientes:

- Desplazamiento vertical central angular izquierdo: 1,76 mm.
- Desplazamiento vertical central angular derecho: 2,62 mm.

De nuevo se aprecian diferencias significativas entre ambas mediciones (izquierda y derecha). Al igual que se expuso anteriormente, el tránsito de maquinaria en el lado derecho de la estructura ensayada, influye de forma importante en este hecho. Sin embargo, cabe destacar que la diferencia reflejada es mayor que el caso anterior, circunstancia que indica un posible descentramiento de la carga de suelo. Debe además recordarse, que en la parte central de suelo, la carga se introdujo apilando dos pallets (1590 kg), siendo mucho más difícil centrar adecuadamente dichos pesos.

Debe destacarse también que el sensor 3, ha estado más protegido que el sensor 4 de todas las perturbaciones externas ocurridas durante la prueba, razón por la cual, las medidas tomadas por este transductor son más fiables que las obtenidas del número 4.

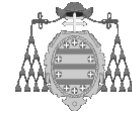
Estas circunstancias se repiten en los transductores horizontales 5 y 6; en cuyas medidas se aprecia claramente el incremento de desplazamiento del sensor 5, más afectado por perturbaciones externas.



*Gráfica 20: Desplazamiento horizontal del apoyo deslizable para el caso 3 [mm].*

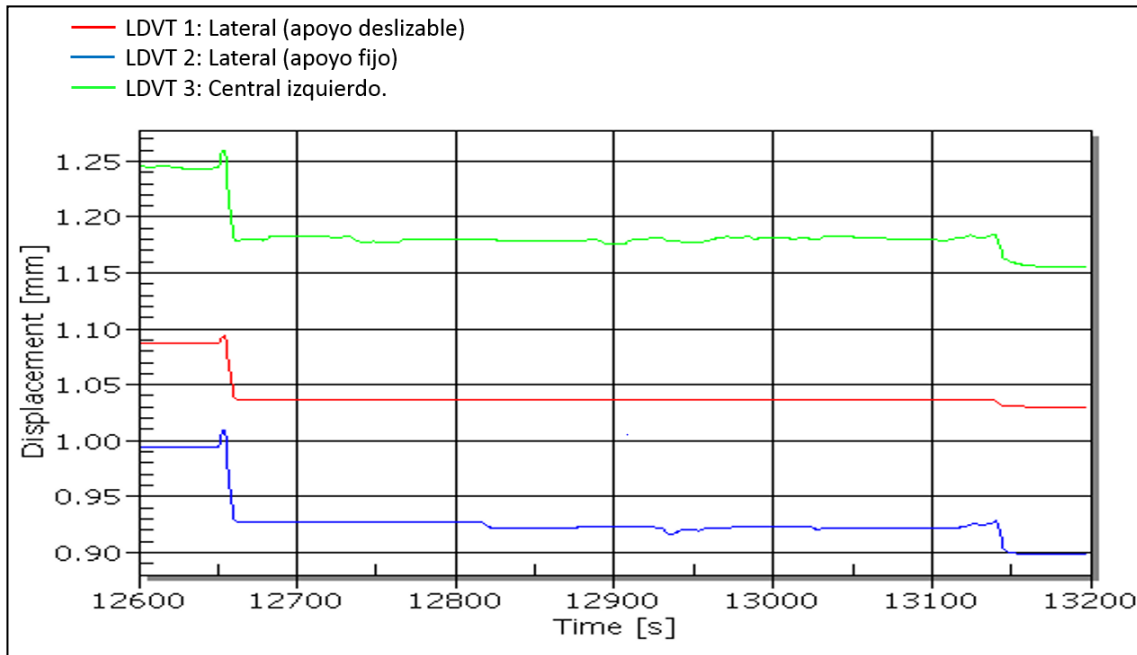
De la gráfica anterior se obtiene:

- Desplazamiento horizontal derecho: 0,55 mm.
- Desplazamiento horizontal izquierdo: 0,36 mm.

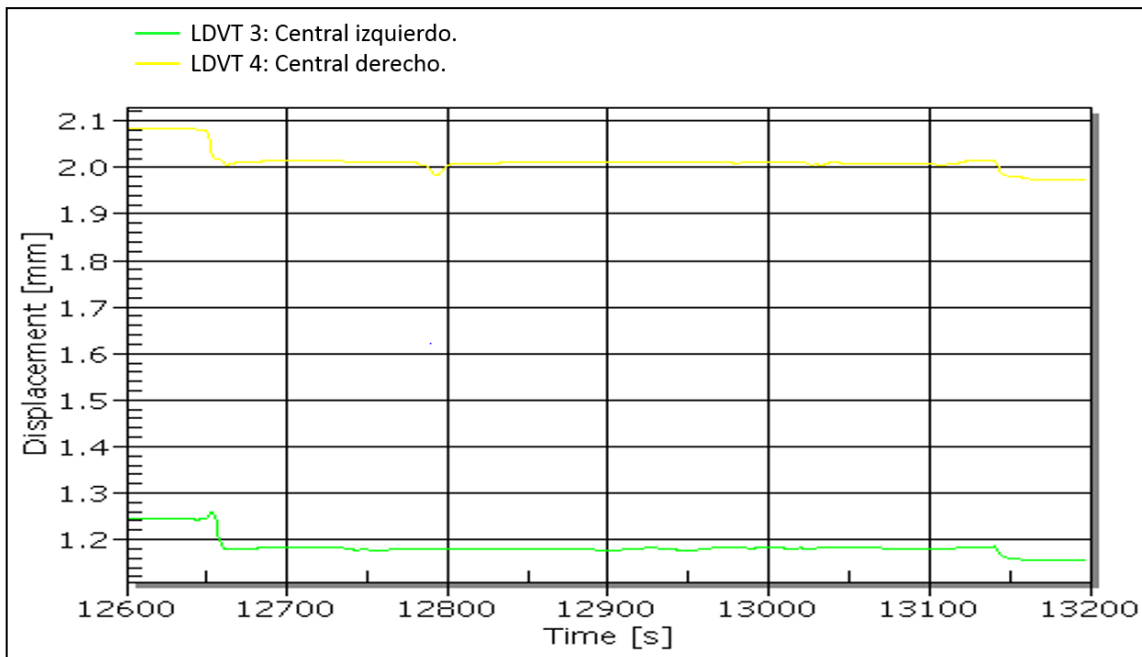


### **Caso 4: Peso propio + Carga de suelo**

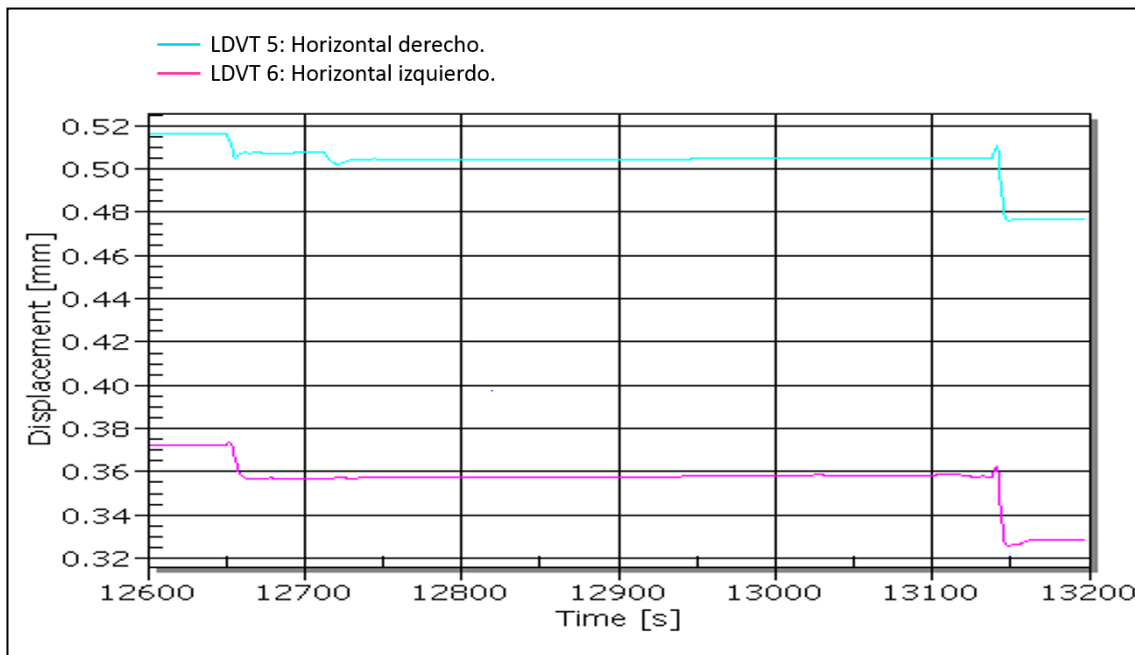
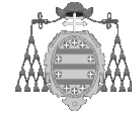
Se presentan a continuación las gráficas de desplazamiento vertical y horizontal de los 6 sensores para el caso 4.



Gráfica 21: Sensores 1; 2 y 3: Desplazamiento vertical del cordón inferior izquierdo para el caso 4 [mm].



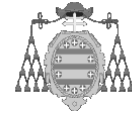
Gráfica 22: Sensores 3 y 4. Desplazamiento vertical central de los cordones inferiores [mm].



Gráfica 23: Sensores 5 y 6: Desplazamiento horizontal del apoyo deslizable para el caso 4 [mm].

A continuación se listan los resultados obtenidos para el caso 4 en cada sensor:

- Desplazamiento vertical lado apoyo deslizable: 1,04 mm.
- Desplazamiento vertical lado apoyo fijo: 0,93 mm.
- Desplazamiento vertical central cordón izquierdo: 1,18 mm.
- Desplazamiento vertical central cordón derecho: 2,01 mm.
- Desplazamiento horizontal apoyo deslizable derecho: 0,505 mm.
- Desplazamiento horizontal apoyo deslizable izquierdo: 0,355 mm.



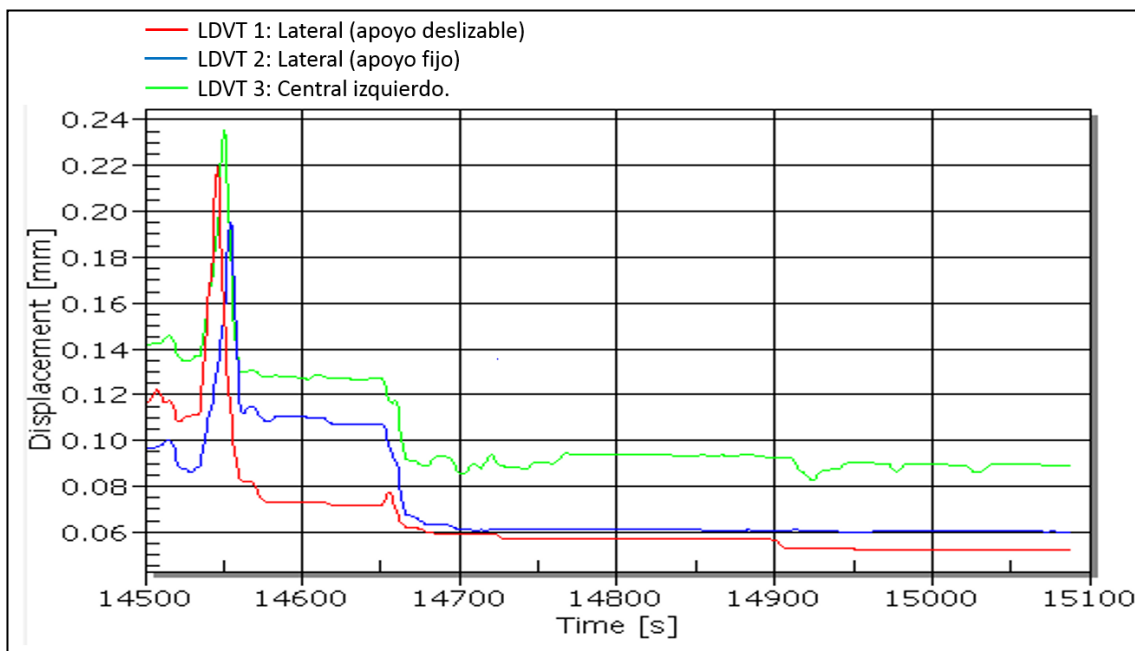
### **Caso 1: Peso propio**

Como se comentó al inicio de este apartado, este caso corresponde al estado de referencia para tensiones y desplazamientos. Es decir, los desplazamientos y las deformaciones graficadas no tienen en cuenta los efectos de peso propio.

Cabe mencionar, que en los valores de desplazamientos deben ser ahora nulos o muy reducidos, de lo contrario, podría pensarse que han ocurrido deformaciones plásticas en la estructura y que, por tanto, ésta no ha sido capaz de recuperar su estado inicial previo a la carga aplicada.

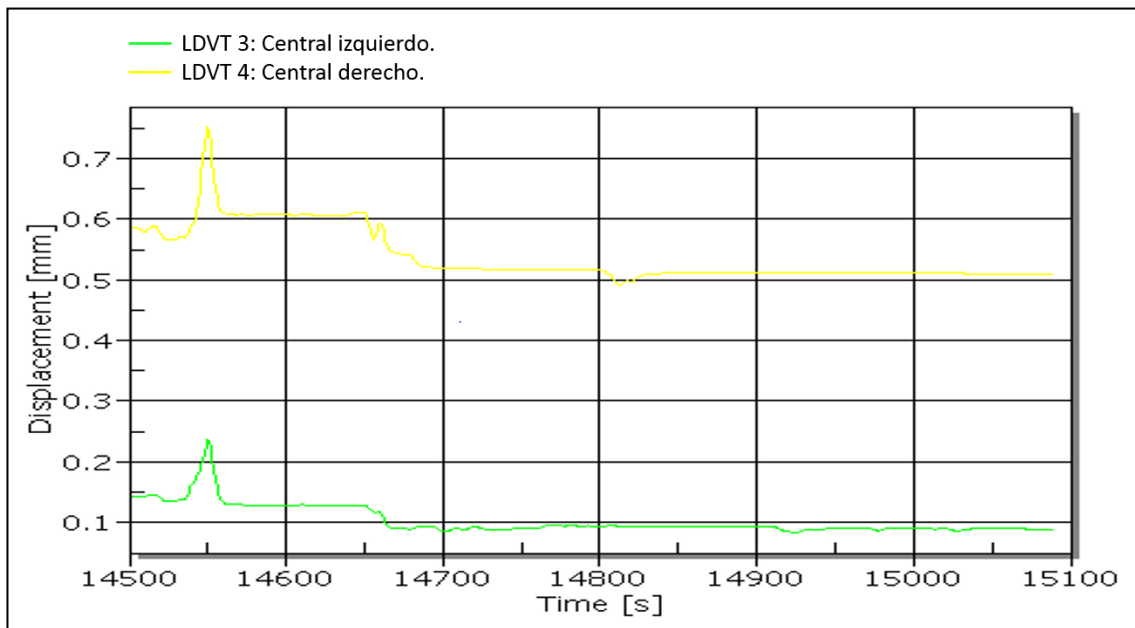
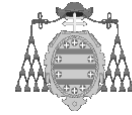
Se presentan a continuación las gráficas de desplazamiento vertical y horizontal de los 6 sensores para el caso 1.

En la gráfica siguiente, se observa que los desplazamientos verticales en el cordón inferior izquierdo son muy reducidos, alcanzando el máximo en el punto central (sensor 3), con un valor aproximado de 0,085 mm; obteniéndose 0,06 mm en el sensor 2 y 0,05 en el 1.



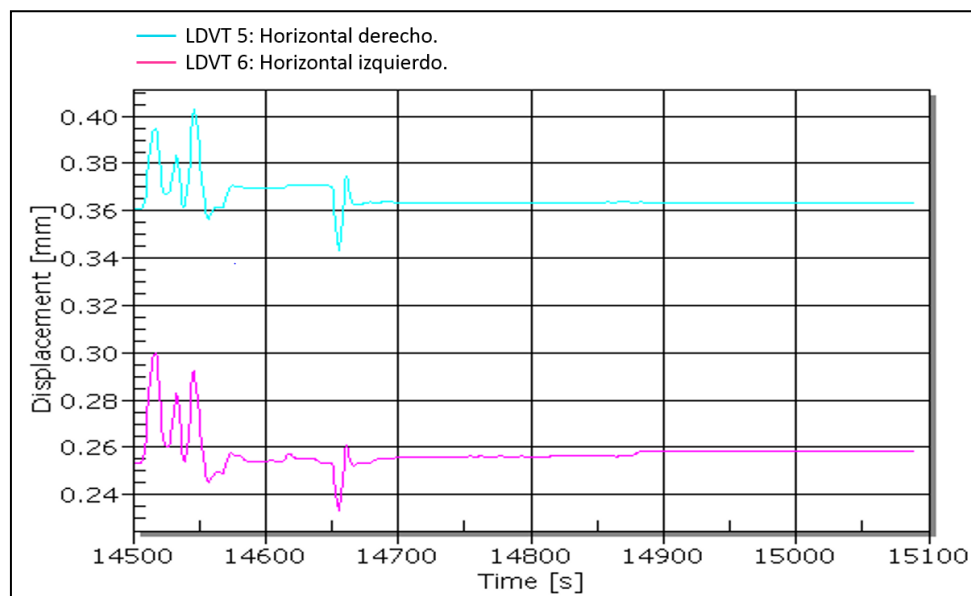
Gráfica 24: Sensores 1; 2 y 3: Desplazamiento vertical del cordón inferior izquierdo tras la descarga [mm].



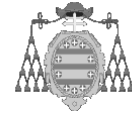


Gráfica 25: Sensores 3 y 4: Desplazamiento vertical de los cordones inferiores tras la descarga [mm].

En la gráfica anterior se observa la diferencia de desplazamiento vertical que existe entre los sensores 3 y 4 tras la descarga. El origen de esta diferencia ya se comentó anteriormente.



Gráfica 26: Sensores 5 y 6: Desplazamiento horizontal en el apoyo deslizable tras la descarga [mm].



Por otro lado, para los sensores 5 y 6; el desplazamiento horizontal medido en el apoyo deslizante tras la descarga fue de 0,364 mm y 0,258 mm respectivamente. De tal manera que no recuperan su posición inicial, razón por la cual se puede pensar que han sido desplazados durante la prueba, no resultando fiables sus medidas.

Es necesario destacar que las mediciones se efectuaron en continuo, prácticamente sin dejar transcurrir tiempo alguno tras la descarga, circunstancia que sin duda afecta a los valores obtenidos. Los fenómenos de histéresis no han llegado a desarrollarse por completo, por lo que los desplazamientos en el estado descargado no se recuperan totalmente.

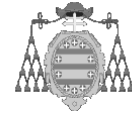
A este respecto, cabe destacar que tras la prueba el túnel no sufrió ninguna deformación plástica visible o daño estructural, como consecuencia de las cargas aplicadas. Ni en las soldaduras entre paneles y cordones, ni en los puntos de soldadura entre paneles aparecieron grietas o defectos, que pudieran hacer pensar que en algún punto se han alcanzado tensiones por encima del límite elástico de los materiales de la estructura.

La siguiente tabla sirve de resumen para los desplazamientos presentados en las gráficas de los casos estudiados.

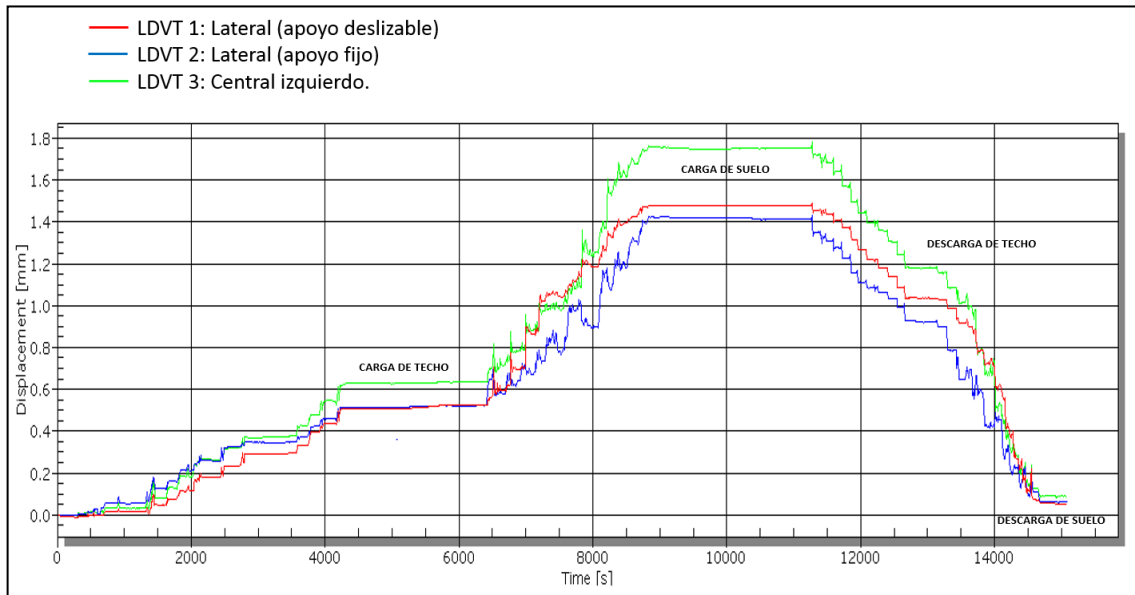
RESULTADOS PRUEBA DE CARGA: DESPLAZAMIENTOS [mm]				
SENSOR	CASO			
	1 (Descargado)	2 (PP+T)	3 (PP+T+S)	4 (PP+S)
1 (vert.)	0,05	0,509	1,480	1,040
2 (vert.)	0,06	0,515	1,430	0,930
3 (vert.)	0,085	0,630	1,760	1,180
4 (vert.)	0,55	0,860	2,620	2,010
5 (horz.)	0,364	0,091	0,550	0,505
6 (horz.)	0,258	0,045	0,360	0,355

*Tabla II: Resumen general de desplazamientos registrados en la prueba de carga.*

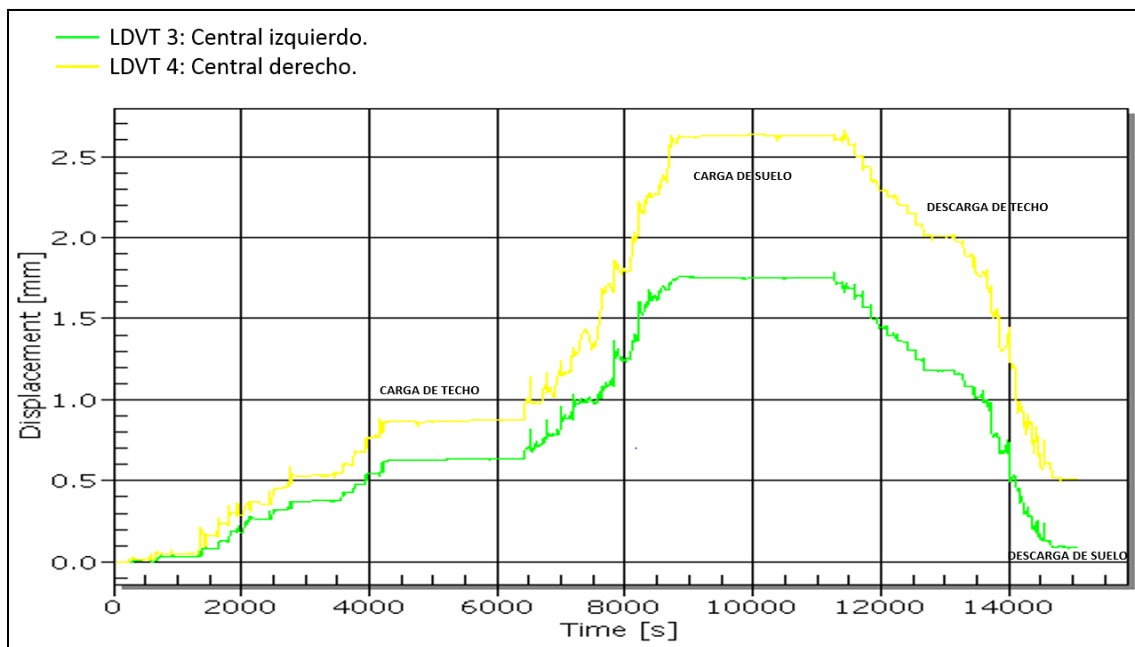
Recuérdese que el Caso 1 (descargado), se corresponde con la medición de desplazamientos tras la eliminación de las cargas de suelo y techo. Siendo éste el estado de referencia para el resto de desplazamientos medidos.



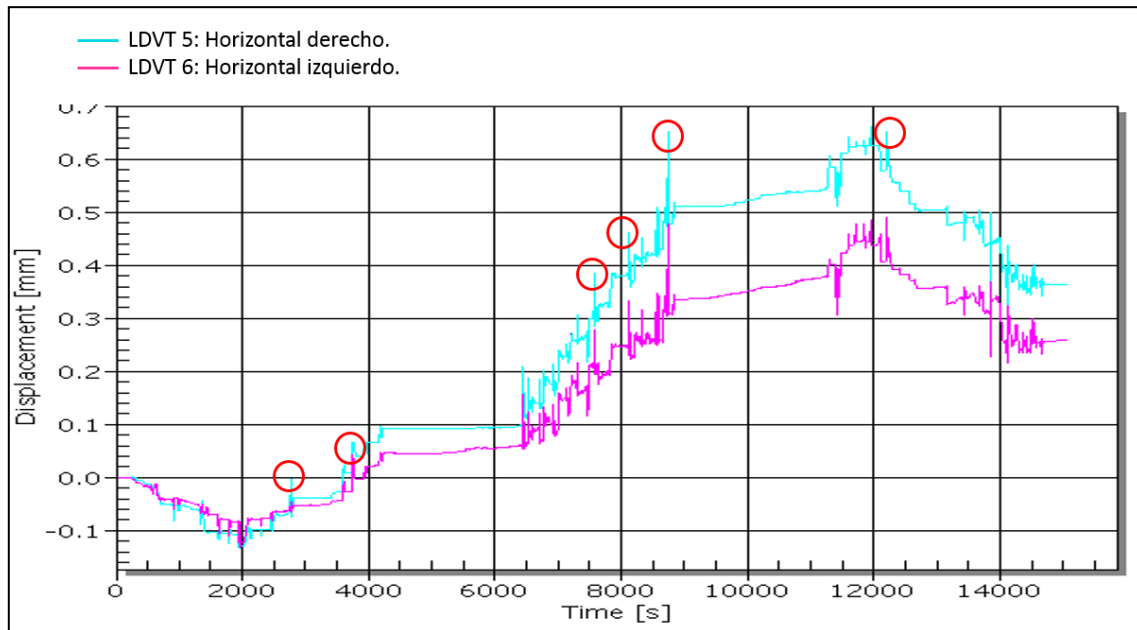
En las siguientes gráficas se muestra el proceso completo de la prueba de carga, pudiendo observar la evolución de desplazamientos en cada sensor desde el estado descargado, pasando por el proceso de carga de techo, la inclusión posterior de la carga de suelo; así como finalmente los procesos de descarga de techo y suelo.



Gráfica 27: Sensores 1; 2 y 3: Desplazamientos verticales del cordón izquierdo durante el proceso completo [mm].



Gráfica 28: Sensores 3 y 4: Desplazamiento vertical central de los cordones inferiores durante el proceso completo [mm].

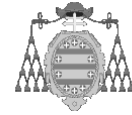


Gráfica 29: Sensores 5 y 6: Desplazamiento horizontal en el apoyo deslizable durante el proceso completo [mm].

Como se puede apreciar en la imagen anterior, los sensores de desplazamiento horizontal, ubicados en el apoyo deslizable, sufrieron varios impactos (picos de desplazamiento), durante los sucesivos procesos de carga y descarga del túnel. Este hecho puede haber originado la falta de recuperación de su posición inicial.

Además, en los registros posteriores a la introducción de la carga de suelo, el desplazamiento horizontal mostrado no se estabiliza, si no que ambos sensores experimentan un aumento continuo, hasta que comienza el proceso de descarga del techo. Este fenómeno se produce después del impacto más grande registrado por los sensores.

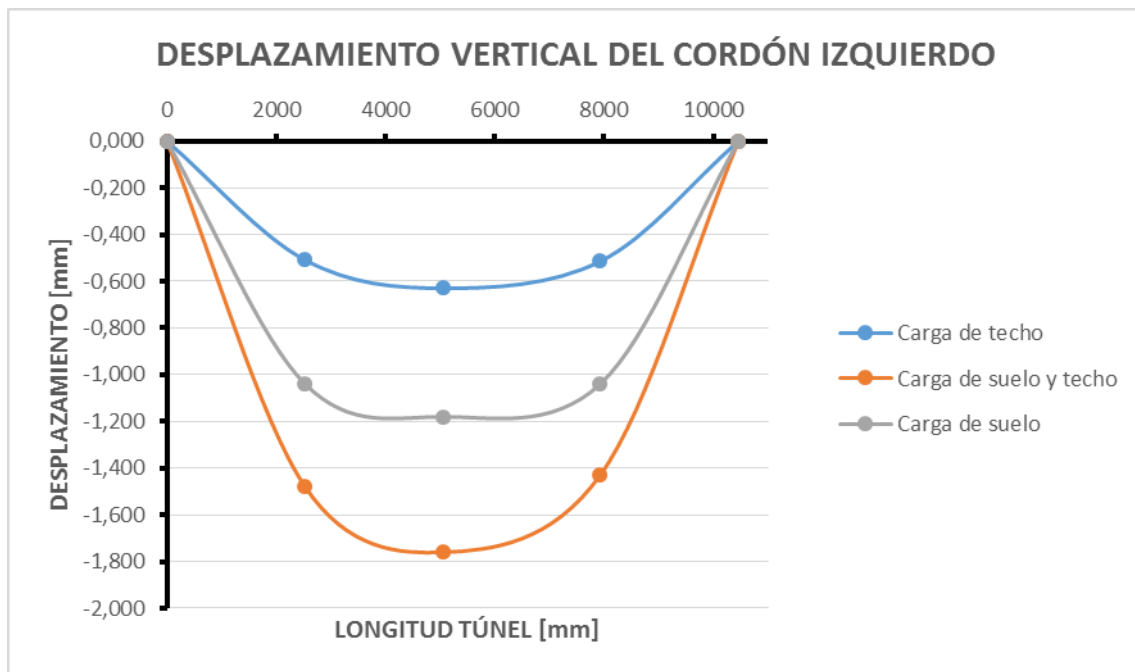
Como se mostró en imágenes anteriores, la carga de techo se introdujo muy cerca de los sensores 5 y 6; razón por la cual presentan los desfases más significativos.



A partir de los resultados obtenidos en la prueba de carga, se presenta la siguiente gráfica de deflexión vertical del cordón inferior izquierdo del túnel.

DESPLAZAMIENTO VERTICAL CORDÓN IZQUIERDO [mm]			
Longitud Túnel [mm]	CASO		
	2	3	4
0,000	0,000	0,000	0,000
2530	-0,509	-1,480	-1,040
5060	-0,630	-1,760	-1,180
7930	-0,515	-1,430	-1,040
10460	0,000	0,000	0,000

Tabla 12: Desplazamiento vertical del cordón izquierdo.

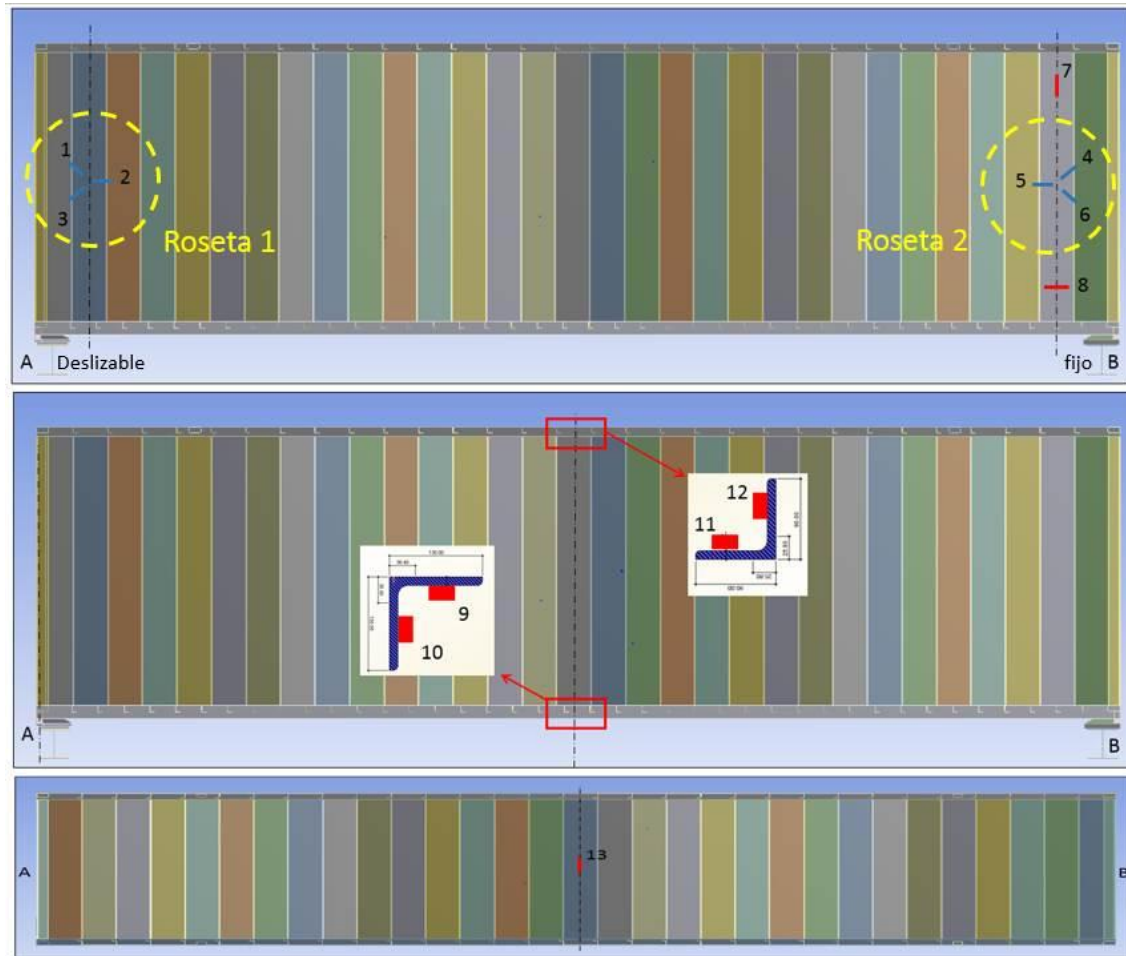


Gráfica 30: Desplazamiento vertical del cordón izquierdo.

Cabe mencionar, que en la gráfica anterior, los desplazamientos verticales en el inicio y en el final del túnel, se han estimado nulos, dado que aunque realmente no lo sean, su valor se supone muy reducido.

### 3.3.2.2 DEFORMACIONES Y TENSIONES

En primer lugar conviene recordar la ubicación, la numeración y la orientación de las galgas dispuestas en diferentes puntos de la estructura.

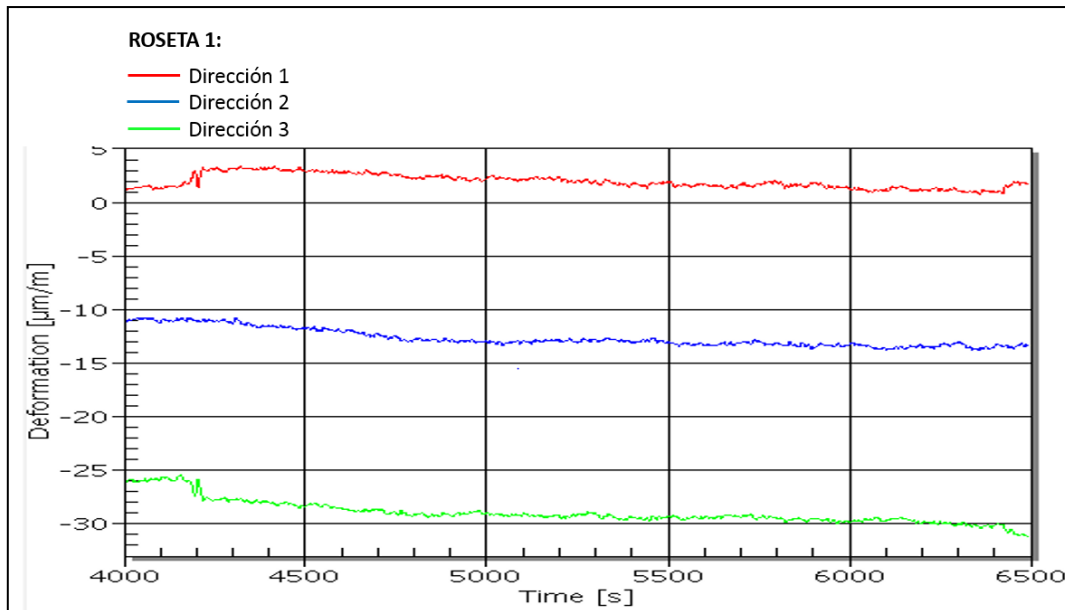


*Imagen 48: Disposición, numeración y orientación de galgas en el lateral izquierdo, cordones y techo.*

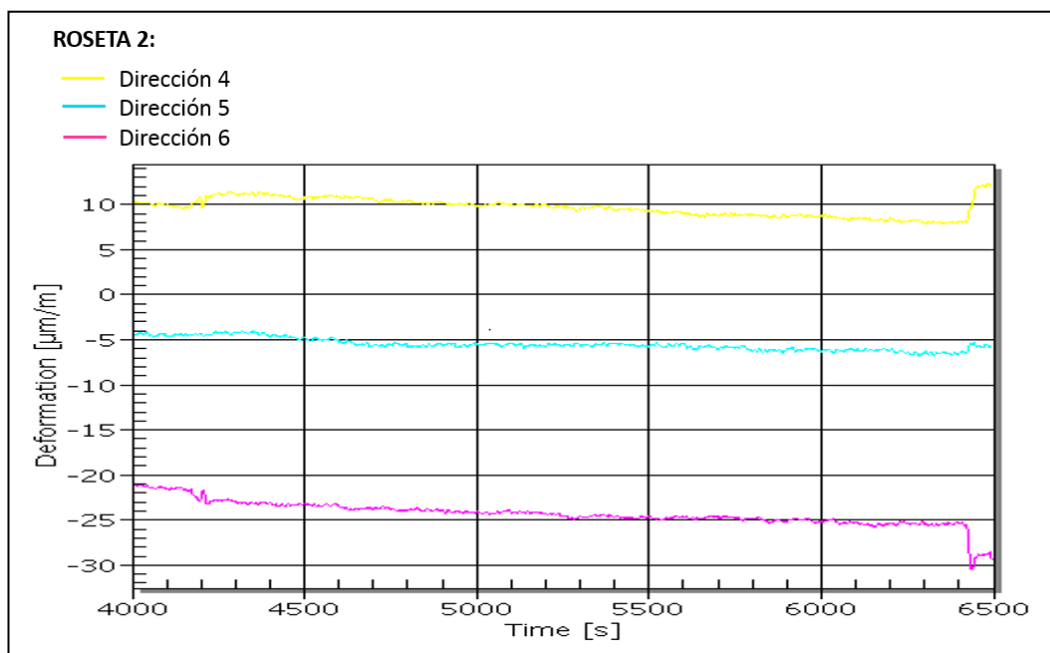
Al igual que para los desplazamientos, se presentarán a continuación las gráficas de deformación obtenidas en cada caso para cada galga y roseta.

## Caso 2: Peso propio + Carga de Techo

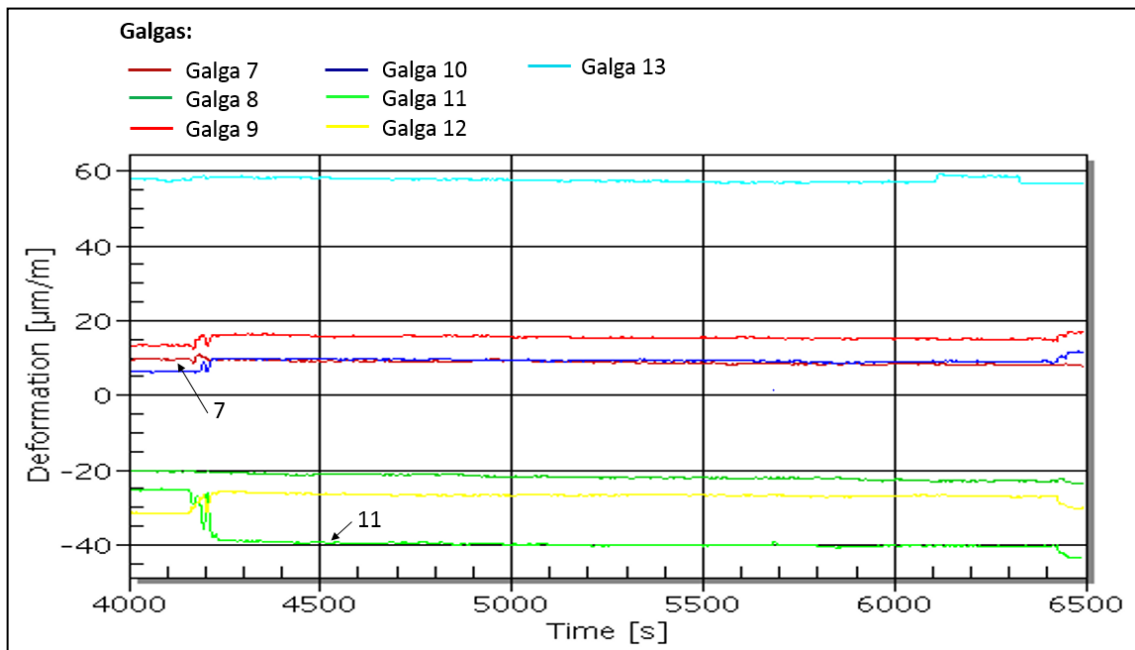
Se comienza mostrando las deformaciones obtenidas en las rosetas 1 y 2 que contienen las direcciones 1; 2; 3 y 4; 5; 6 respectivamente. A continuación se muestran las obtenidas en las galgas longitudinales 7 a 13.



Gráfica 31: Roseta 1: Deformaciones en el panel lateral cercano al apoyo deslizable [ $\mu\text{m/m}$ ].



Gráfica 32: Roseta 2: Deformaciones en el panel lateral cercano al apoyo fijo [ $\mu\text{m/m}$ ].



Gráfica 33: Caso 2: Deformaciones registradas por las galgas 7 a 13 [ $\mu\text{m/m}$ ].

Según puede apreciarse en las gráficas, las deformaciones registradas son muy reducidas, siendo la mayor con gran diferencia, la obtenida en la galga número 13, ubicada en el techo, zona de aplicación de la carga en este caso. De igual modo ocurre con las deformaciones de las galgas 11 y 12, ubicadas en el angular superior, en las que se registran valores negativos (compresión), mayores en valor absoluto, que en las galgas 9 y 10 del angular inferior (tracción).

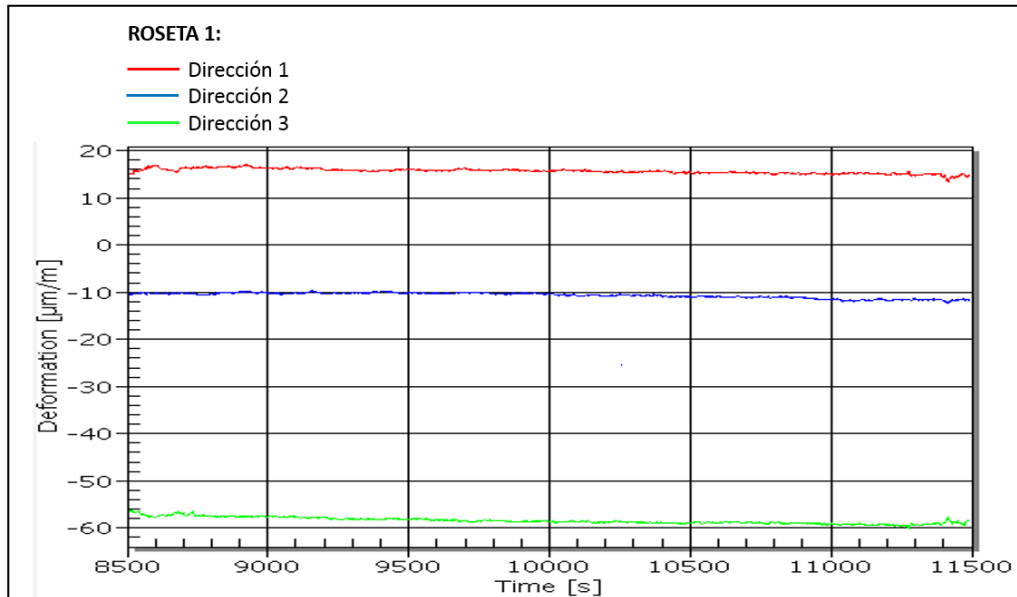
En cuanto a las rosetas, las mayores deformaciones se obtienen en las direcciones 3 y 6; ambas negativas y de valores muy similares. Lógicamente, estas direcciones son las que se encuentran orientadas hacia los apoyos de la estructura.

Una vez mostradas todas las gráficas correspondientes a cada caso de carga, se relacionarán las deformaciones obtenidas con sus tensiones asociadas.

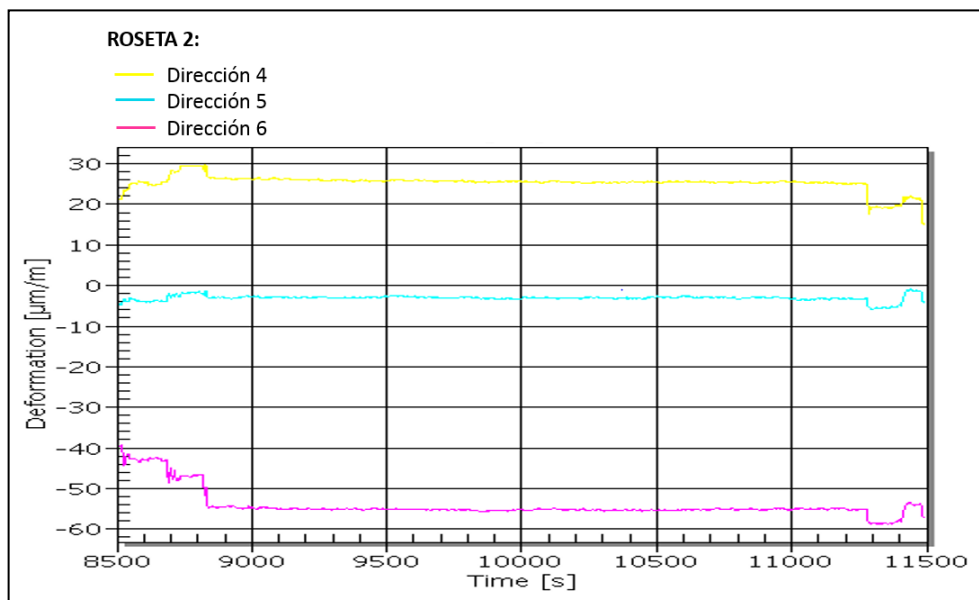


### **Caso 3: Peso propio + Carga de Techo + Carga de Suelo**

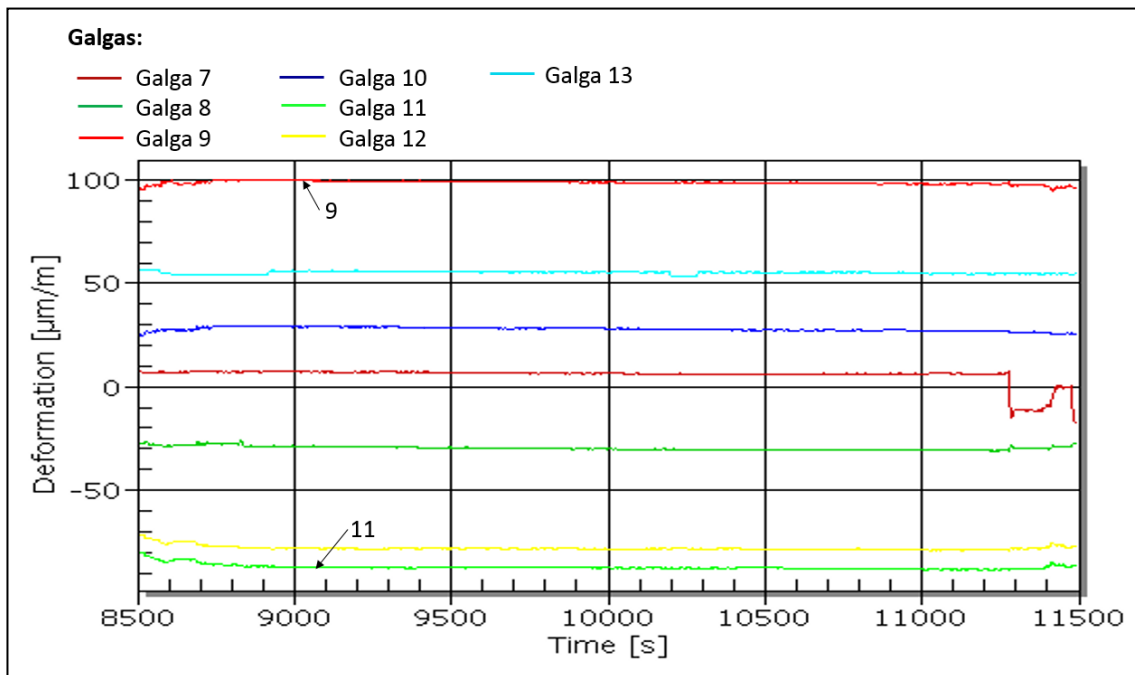
Del mismo modo se muestran las deformaciones obtenidas por las rosetas en primer lugar, y a continuación por las galgas.



Gráfica 34: Roseta 1: Deformaciones en el panel lateral cercano al apoyo deslizable [ $\mu\text{m/m}$ ].



Gráfica 35: Roseta 2: Deformaciones en el panel lateral cercano al apoyo fijo [ $\mu\text{m/m}$ ].



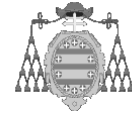
Gráfica 36: Caso 3: Deformaciones registradas por las galgas 7 a 13 [ $\mu\text{m}/\text{m}$ ].

Tras la introducción de la carga de suelo es fácil apreciar que las deformaciones de todas las galgas se incrementan. En el caso de las rosetas 1 y 2; las direcciones predominantes siguen siendo la 3 y la 6 respectivamente, cuyos valores de deformación se han duplicado, situándose en rangos de  $-55$  a  $-60 \mu\text{m}/\text{m}$ . Se observa también que la dirección 1 sufre un aumento significativo de deformación pasando de  $4$  a  $16 \mu\text{m}/\text{m}$ ; mientras que la dirección 2 apenas registra cambios significativos.

A su vez, en la dirección 4 (perteneciente a la roseta 2), se observa un cambio desde  $10$  hasta  $26 \mu\text{m}/\text{m}$  aproximadamente; mientras que en la dirección 5, al igual que en la dirección 2 de la roseta 1, tampoco se aprecian cambios significativos.

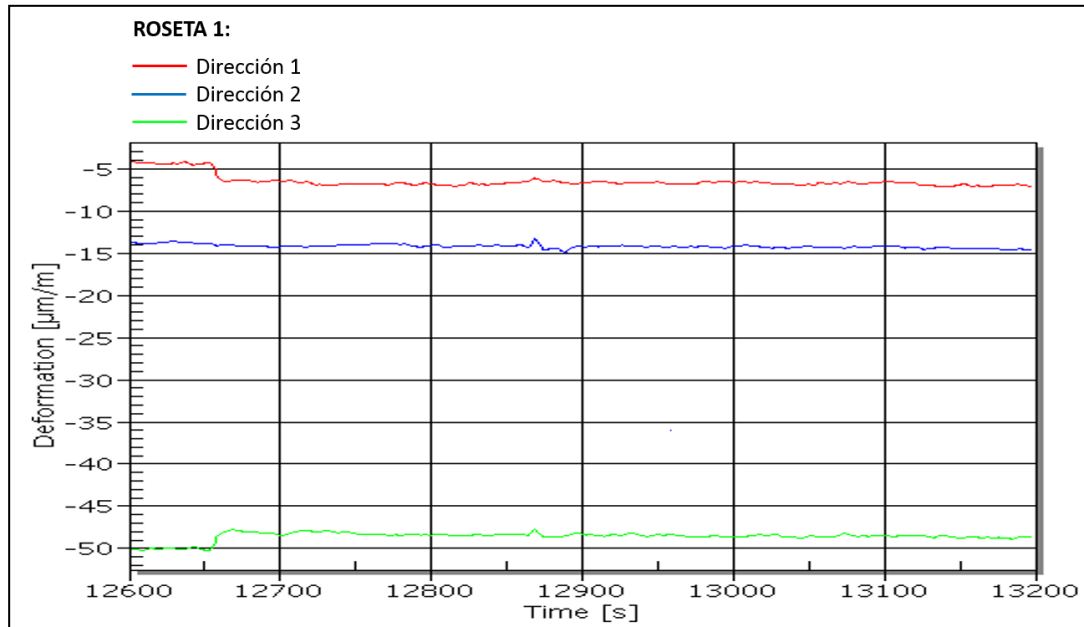
En cuanto a las galgas, la número 13 apenas ha variado su valor respecto al estado con carga de techo; mientras que la galga número 11, ubicada en el angular superior, ha duplicado su valor de deformación, llegando aproximadamente a los  $-85 \mu\text{m}/\text{m}$ ; valor ligeramente superior al alcanzado por la número 12.

También se aprecia un gran cambio en la deformación registrada por la galga número 9, que pasa de  $10$  a  $100 \mu\text{m}/\text{m}$ . Al igual que la galga 10, que duplica su deformación hasta un valor aproximado de  $30 \mu\text{m}/\text{m}$ . Finalmente, la galga 8 pasa de  $-20$  a  $-30 \mu\text{m}/\text{m}$  aproximadamente; mientras que la galga 7 apenas sufre cambios significativos.

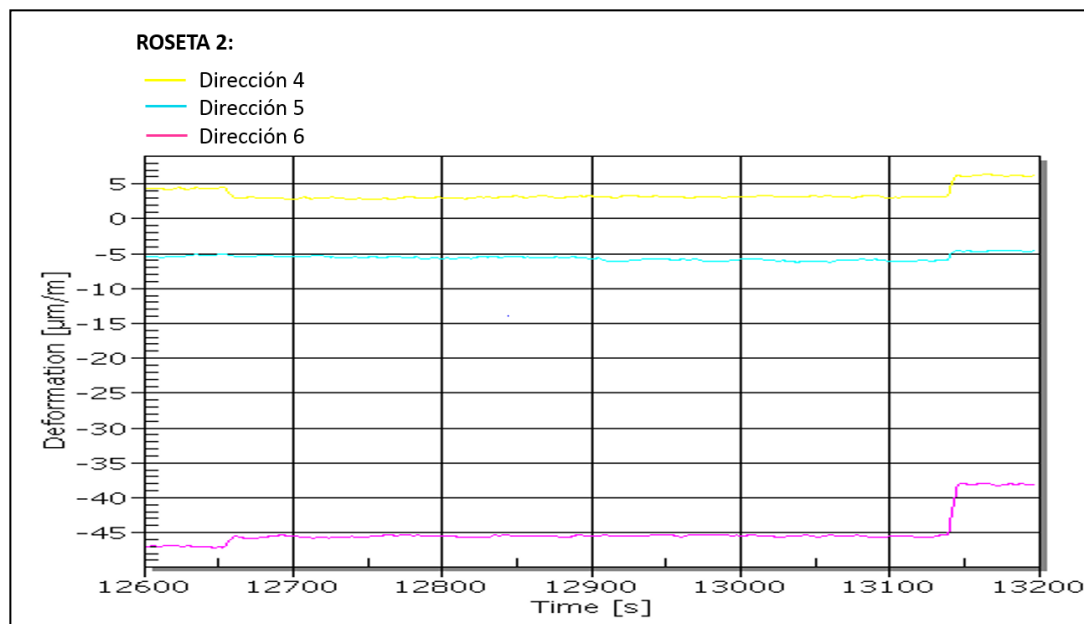


### **Caso 4: Peso propio + Carga de Suelo**

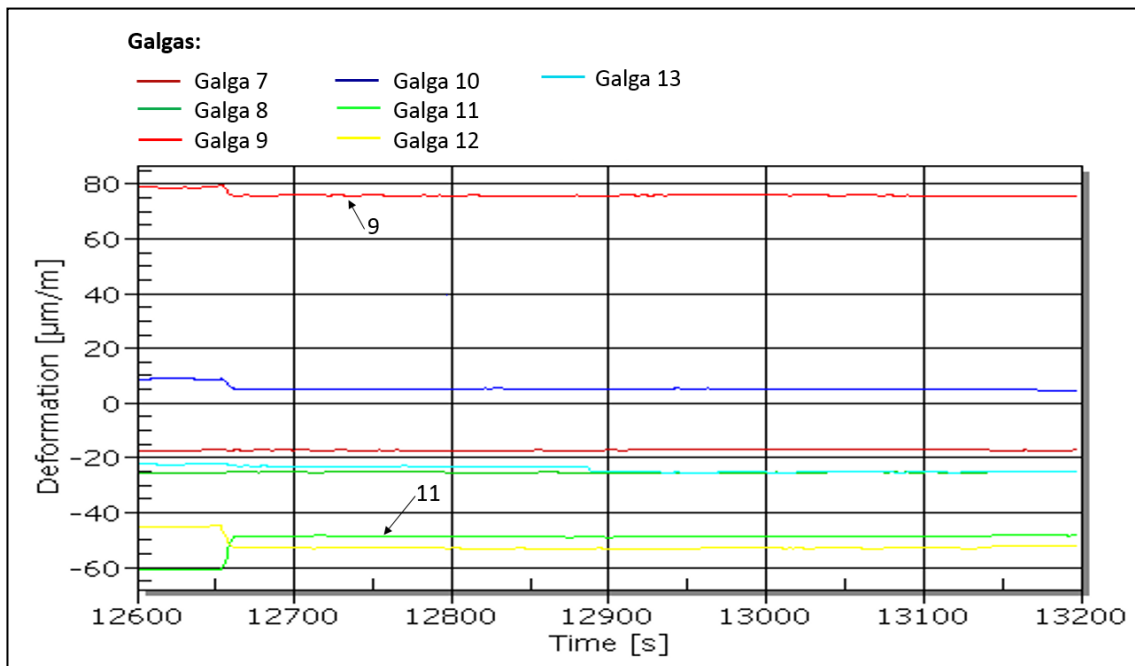
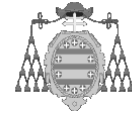
Las deformaciones registradas para el último estado de carga se muestran a continuación.



Gráfica 37: Roseta 1: Deformaciones en el panel lateral cercano al apoyo deslizable [ $\mu\text{m/m}$ ].



Gráfica 38: Roseta 2: Deformaciones en el panel lateral cercano al apoyo fijo [ $\mu\text{m/m}$ ].



Gráfica 39: Caso 4: Deformaciones registradas en las galgas 7 a 13 [ $\mu\text{m}/\text{m}$ ].

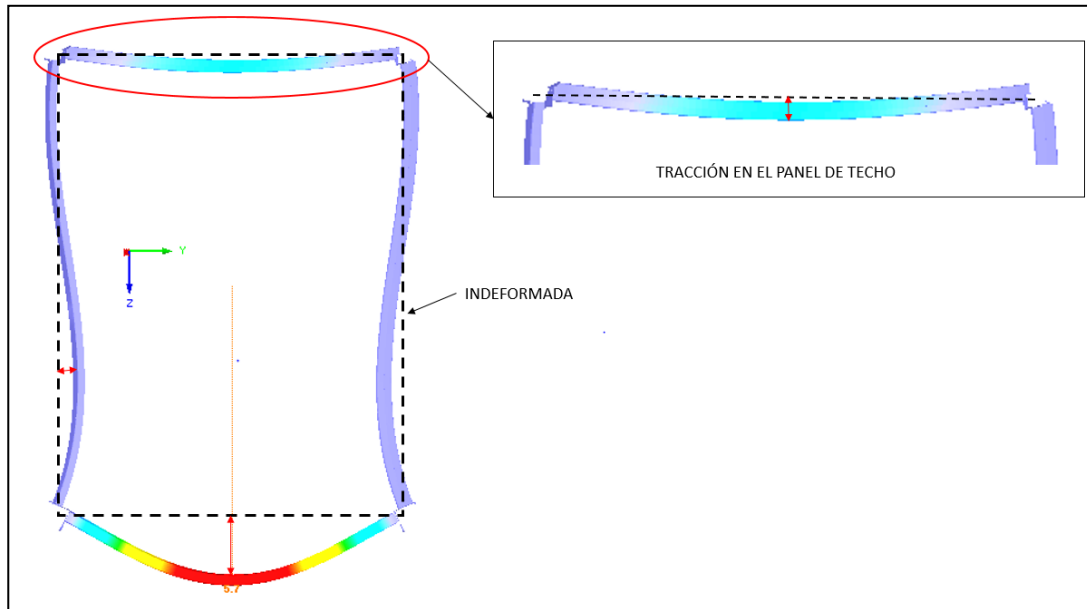
Obsérvese que tras la eliminación de la carga de techo, la deformación en las direcciones 3 y 6 de las rosetas 1 y 2, experimenta un decremento hasta situarse en  $-48$  y  $-46 \mu\text{m}/\text{m}$  respectivamente. Lo que supone una disminución de aproximadamente  $10 \mu\text{m}/\text{m}$  en cada dirección.

A su vez, la dirección 1 cambia de signo, pasando de  $16 \mu\text{m}/\text{m}$  a  $-7 \mu\text{m}/\text{m}$ ; mientras que la dirección 5, aumenta su deformación pasando también al rango negativo con aproximadamente  $-5 \mu\text{m}/\text{m}$ . Además la dirección 2 pasa a registrar  $-14 \mu\text{m}/\text{m}$ , lo que supone un incremento de  $-4 \mu\text{m}/\text{m}$ ; mientras que la dirección 5 pasa de  $-2$  a  $-5 \mu\text{m}/\text{m}$  aproximadamente.

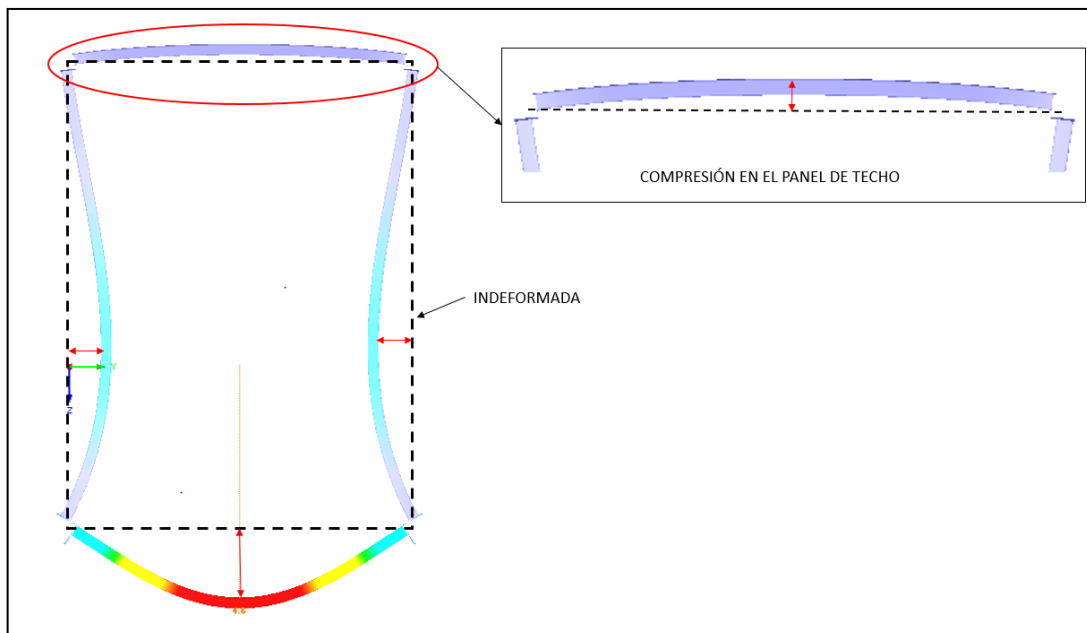
En cuanto a las galgas, la deformación en 9 y 11 pasa de  $100$  a  $75 \mu\text{m}/\text{m}$ ; y de  $-85$  a  $-50 \mu\text{m}/\text{m}$  respectivamente; mientras que la galga 12 no sufre una variación tan significativa con respecto al caso de carga anterior. Sin embargo, la galga 10 pasa de  $30$  a  $5 \mu\text{m}/\text{m}$  aproximadamente.

Por otro lado, la galga 7 sufre un cambio de signo desde  $8$  hasta  $-18 \mu\text{m}/\text{m}$ ; mientras que el cambio en la galga 8 es menos acusado, yendo desde  $-30$  hasta  $-25 \mu\text{m}/\text{m}$ .

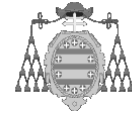
Finalmente, la galga 13 experimenta un cambio sustancial tanto en el valor como en el signo de la deformación, pasando de 55 a - 22  $\mu\text{m}/\text{m}$ . Este cambio se debe sin duda que la deformación que sufre el cajón de la estructura, como consecuencia de la presencia aislada de la carga de suelo, causa compresión en los paneles de techo.



*Imagen 49: Desplazamiento de los paneles de la sección central del túnel para el caso 3.*



*Imagen 50: Desplazamiento de los paneles en la sección central del túnel para el caso 4.*

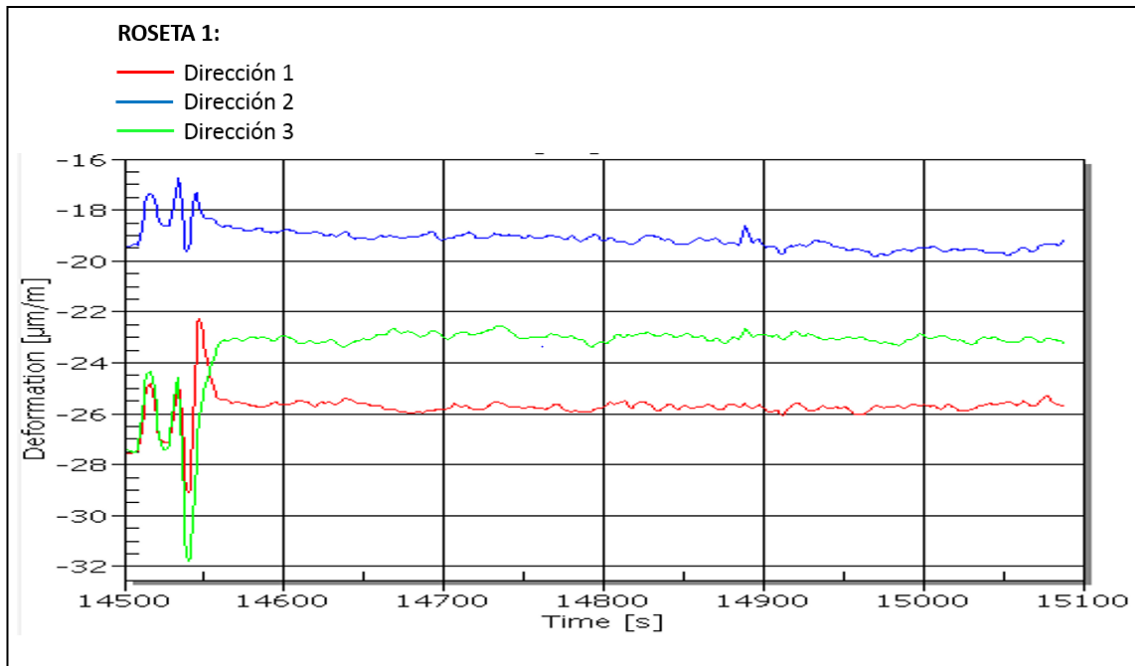


Las imágenes de la página anterior son útiles para explicar el cambio de signo que sufre la galga número 13 desde el estado de carga total (suelo y techo), al pasar al caso 4 eliminando la carga de techo. La simulación, realizada con un programa de barras, muestra el cambio en la deformada que sufren los paneles ubicados en la sección central del túnel (en esta sección se ubica la galga 13 del panel de techo).

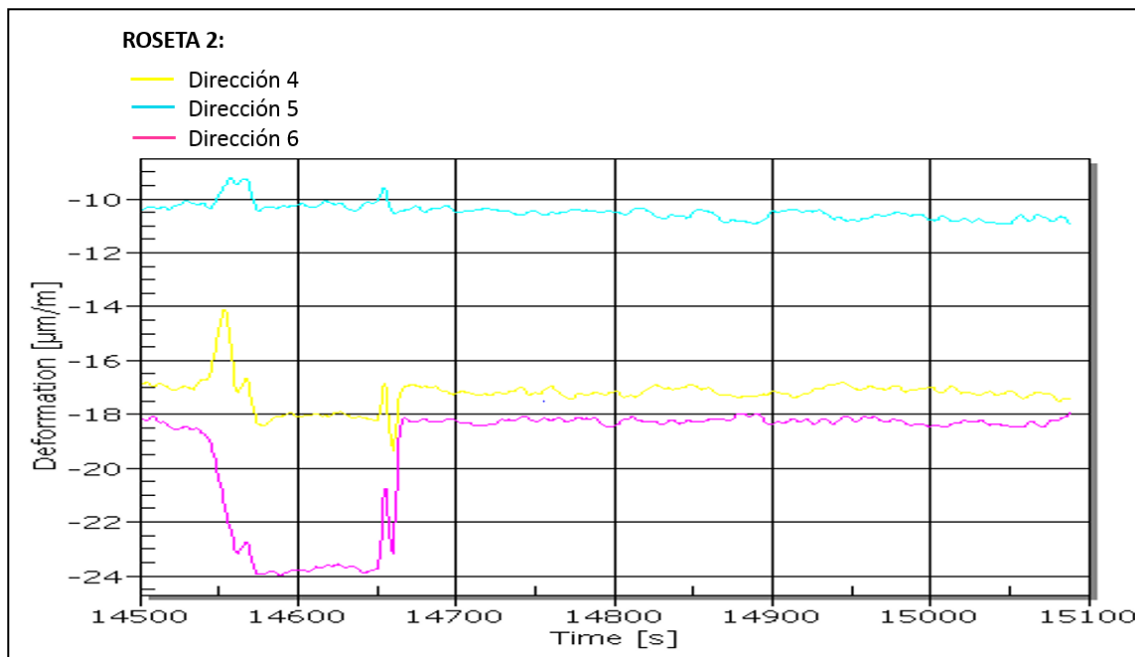
La ausencia de la carga de techo origina una alteración en el giro de los angulares superiores respecto a la línea de su C.d.G.; que está claramente influenciado por la deflexión que sufren los paneles laterales, como consecuencia de la carga de suelo, comprimiendo el panel de techo. Sin embargo, cuando existe carga de techo, el giro de los cordones superiores está influenciado por ésta, de tal manera que el panel superior se tracciona.

### Caso 1: Peso propio

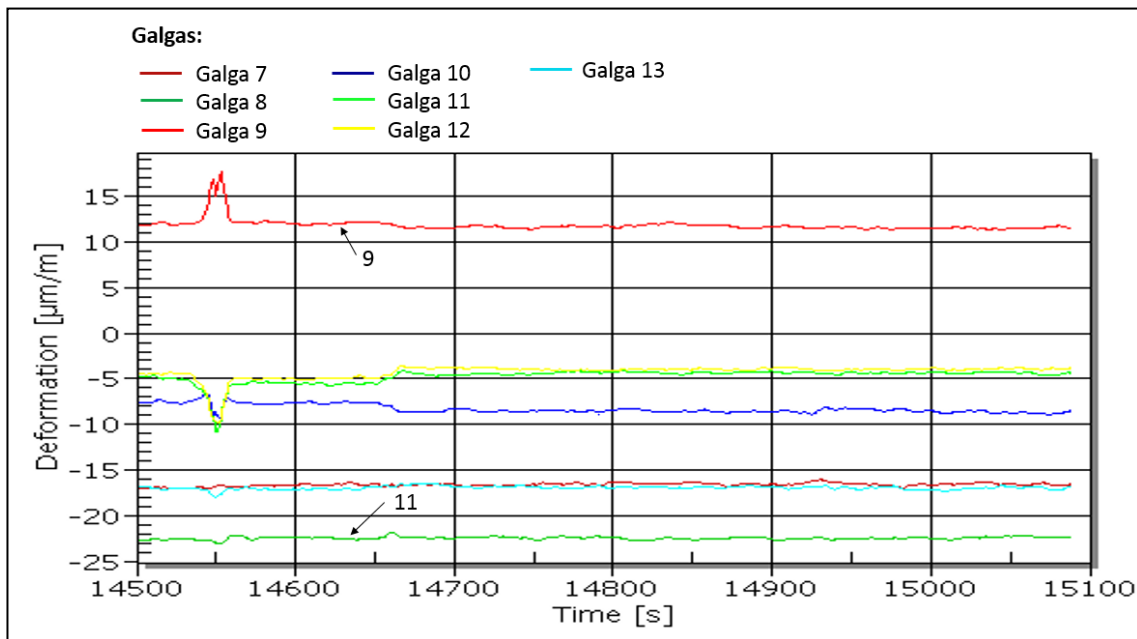
Finalmente se analizan los resultados tras eliminar todas las cargas aplicadas, para así determinar si se han producido deformaciones plásticas en la estructura.



Gráfica 41: Roseta 1: Deformaciones en el panel lateral cercano al apoyo deslizable [ $\mu\text{m}/\text{m}$ ].



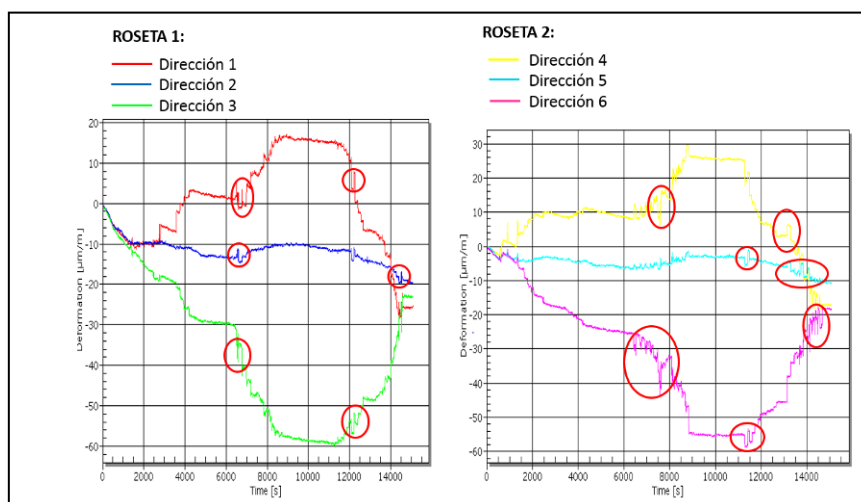
Gráfica 40: Roseta 2: Deformaciones en el panel lateral cercano al apoyo fijo [ $\mu\text{m}/\text{m}$ ].



Gráfica 42: Caso 1: Deformaciones registradas en las galgas 7 a 13 [ $\mu\text{m}/\text{m}$ ].

En cada una de las tres gráficas presentadas para el caso 1, se puede apreciar que ni las rosetas ni las galgas llegan a recuperar su estado de deformación inicial previo a la carga.

Para intentar comprender mejor este resultado se recurre a las gráficas que presentan el proceso total de carga y descarga durante la prueba. En ellas se podrá verificar si han ocurrido impactos u otras alteraciones, que hayan podido afectar a la sensibilidad de medida de estos dispositivos.



Gráfica 43: Deformaciones en las rosetas 1 y 2 durante la prueba [ $\mu\text{m}/\text{m}$ ].





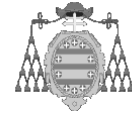
Gráfica 44: Deformaciones en las galgas 7 a 13 durante la prueba [ $\mu\text{m}/\text{m}$ ].

En las dos últimas gráficas se observa claramente, que prácticamente todas las galgas y rosetas han sufrido alteraciones considerables en algún momento de la prueba. Si bien es cierto, que en general, las galgas han sufrido menos alteraciones que las rosetas, salvo la galga 13 (colocada en el techo), que presenta un pico de deformación al final de la prueba, causado seguramente durante el proceso de eliminación de la carga de techo.

En la gráfica que presenta la deformación de las galgas, se aprecia que prácticamente todas ellas tienden a recuperar su nivel de deformación inicial, aunque no en todos los casos llegan a la deformación de partida, supuestamente nula.

Esta misma tendencia de recuperación se muestra en las rosetas, que también tienden a recuperar un estado de deformación nulo, aunque la diferencia final con este estado es mayor que la registrada en las galgas.

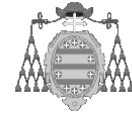
El hecho de que tanto galgas como rosetas no recuperen su estado de deformación inicial tras la descarga, que lógicamente debe suponerse nulo, no implica necesariamente, que en las zonas en las que se ubicaron se hayan producido deformaciones permanentes.



Debe mencionarse en primer lugar, que la observación visual del túnel tras la prueba no reveló ningún tipo de deformación permanente, ni en paneles, ni en cordones, así como que ninguna soldadura presentó fallos tras la descarga. Esto es fácilmente constatable si se tienen en cuenta las mediciones de desplazamiento llevadas a cabo con los transductores, en las que se refleja claramente que la estructura recobra su posición inicial tras la descarga.

Sin embargo, si no se han producido deformaciones plásticas, existen todavía varias razones, que pueden ayudar explicar y comprender el resultado observado en galgas y rosetas:

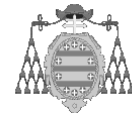
- La gran sensibilidad de medida de galgas y rosetas implica que cualquier alteración, por pequeña que ésta pueda ser, será registrada, pudiendo incluso variar la resistencia interna del dispositivo de medida adherido a la estructura, alterándose entonces la medición tomada. Como se ha visto, durante los procesos de carga y descarga se han evidenciado picos de deformación, causados muy probablemente por impactos, que han podido causar que galgas y rosetas no recuperen su estado inicial.
- Por otro lado, la sensibilidad de medida de las galgas también se ve afectada por cambios de temperatura. El proceso de carga y descarga se realizó en un periodo de 4 horas de forma continuada, pero el proceso de colocación de galgas y rosetas se hizo el día anterior a la prueba. A lo largo de este período de tiempo, los cambios en la temperatura ambiente han podido afectar a estos dispositivos.
- Por último, el estado tensional inicial de la estructura viene dado, además de por su peso propio, por las tensiones residuales originadas durante el proceso de soldadura seguido para fabricar el túnel. Estas tensiones de soldeo pueden alterar significativamente el estado tensional del túnel, sobre todo si se considera, que la estructura principal de éste (suelo, techo y laterales), está compuesta por paneles de acero galvanizado plegado de 2,0 mm de espesor con grandes luces. El estado tensional de estos paneles se ve alterado desde un principio por el proceso de plegado al que se ven sometidos, para conseguir su forma final, que lógicamente causa deformaciones plásticas. Posteriormente, el proceso de soldeo por puntos no debería causar alteraciones importantes en el estado tensional de los



paneles, pero sin embargo, el ensamblaje por soldadura de dichos paneles plegados a los cordones, si implica un aporte de calor considerable y continuado, que tiene como consecuencia la deformación de los paneles en su vano entre pliegues, formando incluso “aguas” apreciables a simple vista.

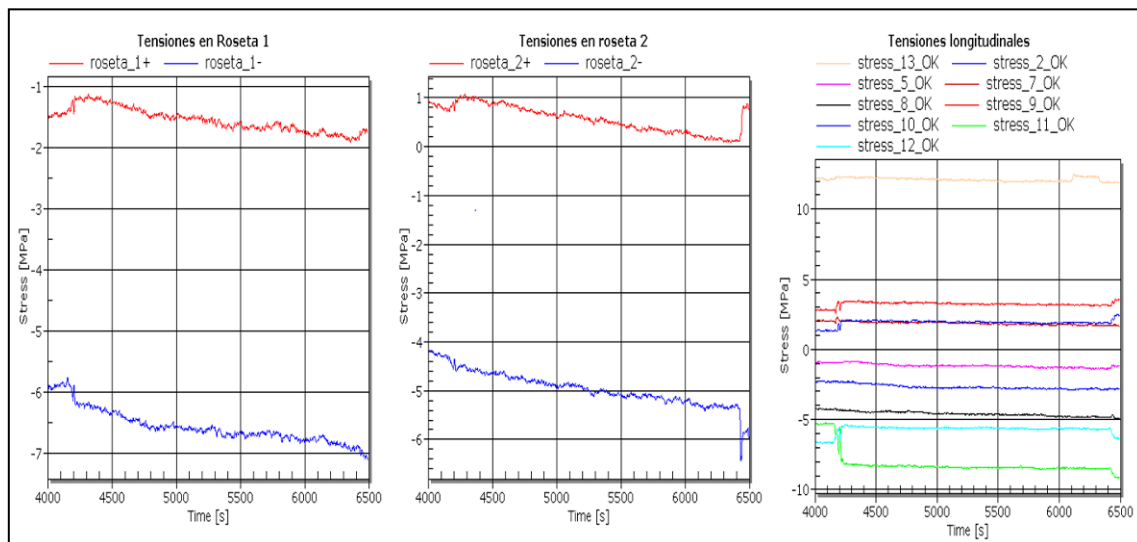
- Además, una vez que el túnel se ubica en la posición de prueba, tanto el peso propio del mismo, como las cargas aplicadas posteriormente, causan alteraciones en el estado tensional inicial de la estructura, redistribuyendo las tensiones residuales provenientes del soldeo, que tras la retirada de las cargas adicionales, dan como resultado un estado tensional diferente al inicial, aunque las deformaciones producidas no entran en ningún momento en la región plástica.

Teniendo en cuenta estos factores, es posible que en la posterior comparación con los resultados de la simulación, sea necesario corregir las deformaciones medidas, eliminando el error final obtenido, de manera que estas desviaciones no falseen los resultados.

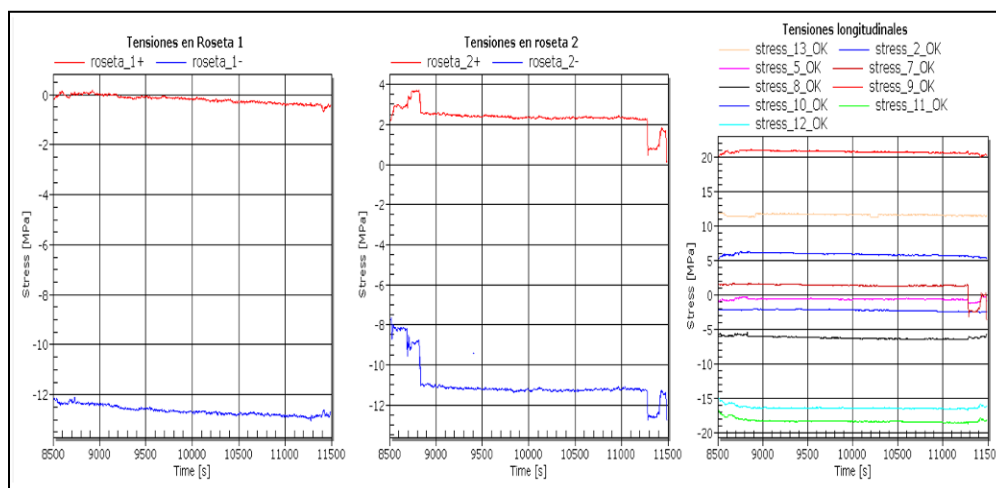


## ANÁLISIS DE TENSIONES

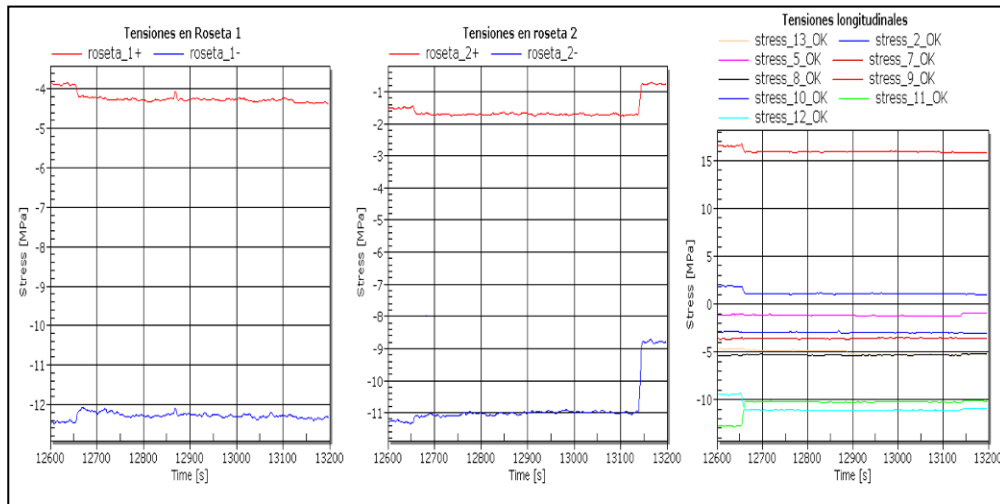
Finalmente se realiza un análisis tensional obtenido a partir de las deformaciones mostradas anteriormente. En este caso, dado que las tensiones son deducibles, no se mostrarán todas las gráficas correspondientes a cada caso, sino sólo una muestra representativa de éstas. Sin embargo, si se mostrarán los resultados finales tabulados, para facilitar así la labor de comparación con los valores calculados.



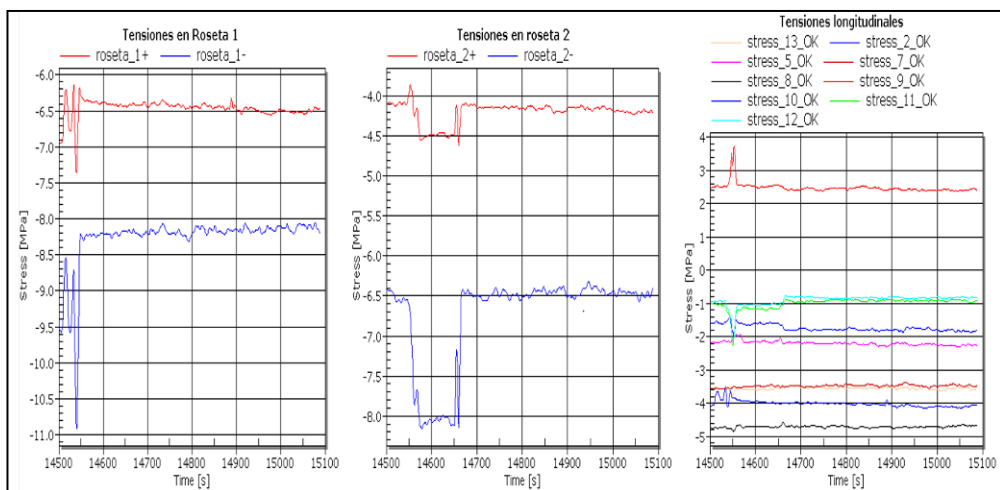
Gráfica 45: Caso 2: Tensiones en galgas y rosetas [MPa].



Gráfica 46: Caso 3: Tensiones en galgas y rosetas [MPa].



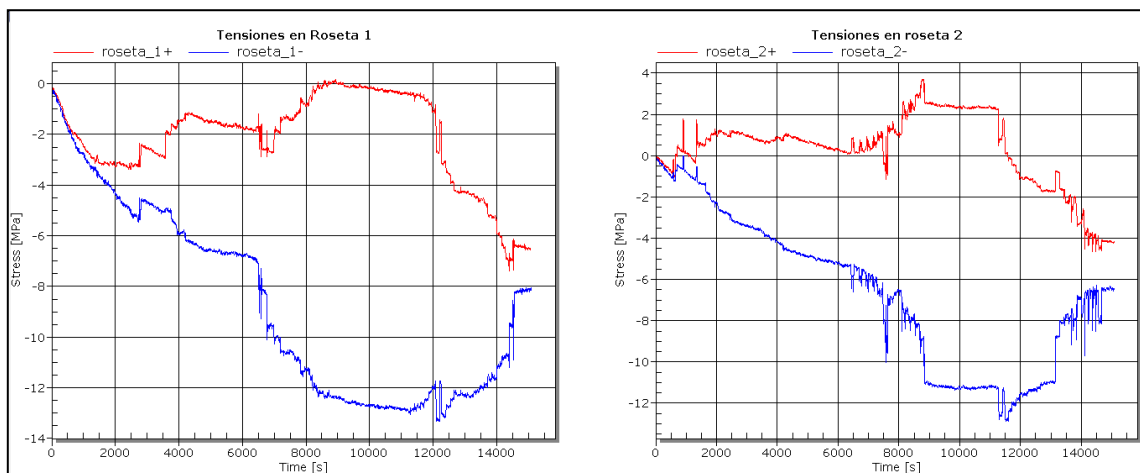
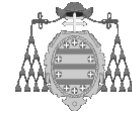
Gráfica 47: Caso 4: Tensiones en galgas y rosetas [MPa].



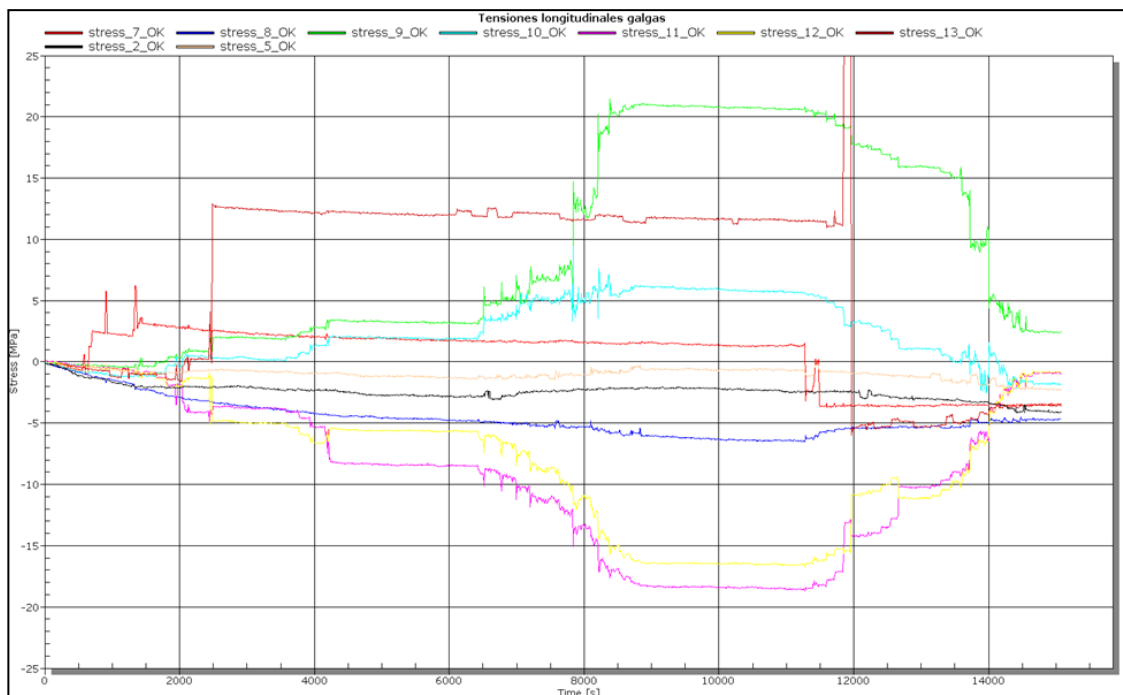
Gráfica 48: Caso 1: Tensiones en galgas y rosetas [MPa].

En la gráfica 50, es fácil apreciar que la galga número 13 no sigue una evolución coherente de las tensiones en función de la carga aplicada, al contrario de lo que ocurre en otras galgas, en las que se aprecian claramente los “escalones” causados por la aplicación o eliminación de las cargas durante la prueba.

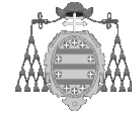
Además, esta misma galga, sufrió un impacto considerable durante la eliminación de la carga de techo, lo que contribuye aún más a descartar los resultados mostrados por ella.



Gráfica 49: Evolución del estado tensional de las rosetas durante la prueba [MPa].



Gráfica 50: Evolución del estado tensional de las galgas durante la prueba [MPa].



La siguiente tabla resume el estado tensional obtenido para cada galga en cada caso de carga.

PRUEBA DE CARGA REAL: TENSIONES EN GALGAS EXTENSOMÉTRICAS [MPa]							
CASO	GALGA 7	GALGA 8	GALGA 9	GALGA 10	GALGA 11	GALGA 12	GALGA 13
1	-3,6	-4,8	2,4	-4,0	-1,0	-1,0	-3,6
2	3,0	-4,5	2,0	2,0	-8,5	-6,0	12,0
3	2,0	-6,0	21,0	6,0	-18,0	-16,5	12,0
4	-4,0	-5,0	16,0	1,0	-10,0	-11,0	-5,0

Tabla 13: Tensiones registradas en las galgas.

Del mismo modo, es posible mostrar las tensiones principales máximas y mínimas obtenidas para las Rosetas 1 y 2. Sin embargo, en este caso, es necesario utilizar la siguiente fórmula de transformación, característica de las rosetas utilizadas:

$$\sigma_{1,2} = \frac{E}{1-\mu} \cdot \frac{\varepsilon_a + \varepsilon_c}{2} \pm \frac{E}{\sqrt{2} \cdot (1+\mu)} \cdot \sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_b)^2 + (\varepsilon_c - \varepsilon_b)^2}$$

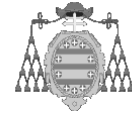
Ecuación 3

Donde:

- $\sigma_1; \sigma_2$ : Tensiones principales de la roseta.
- E: Módulo de Young del material.
- $\mu$ : Coeficiente de *Poisson* del material.
- $\varepsilon_a$ : Deformación en la dirección 1 de la roseta 1 y deformación en la dirección 4 para la roseta 2.
- $\varepsilon_b$ : Deformación en la dirección 2 de la roseta 1 y deformación en la dirección 5 para la roseta 2.
- $\varepsilon_c$ : Deformación en la dirección 3 de la roseta 1 y deformación en la dirección 6 para la roseta 2.

PRUEBA DE CARGA REAL: TENSIONES PRINCIPALES EN LAS ROSETAS				
CASO	ROSETA 1		ROSETA 2	
	$\sigma_{\max}$ [MPa]	$\sigma_{\min}$ [MPa]	$\sigma_{\max}$ [MPa]	$\sigma_{\min}$ [MPa]
1	-6,50	-8,10	-4,10	-6,50
2	-1,50	-6,50	0,50	-5,00
3	-0,25	-12,75	2,50	-11,20
4	-4,30	-12,25	-1,60	-11,00

Tabla 14: Tensiones registradas en las rosetas.



## 4 MODELOS NUMÉRICOS: ANÁLISIS Y VALIDACIÓN

Una vez que se han estudiado en profundidad los resultados experimentales obtenidos en cada uno de los ensayos realizados, es posible abordar la parte de simulación numérica. El objetivo es validar modelos de cálculo a partir de los resultados de los ensayos. Para esto, se analizarán varias alternativas, de manera que sea posible elegir la más adecuada.

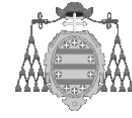
En este caso se comenzará por la validación del modelo más adecuado para la representación del punto de soldadura. Para este fin, se utilizarán concretamente cuatro tipos de modelos, con los que se intentará reproducir el ensayo real, de manera que sea posible validar al menos un modelo de punto de soldadura.

Una vez conseguido esto, se utilizará el modelo de punto de soldadura validado anteriormente, para su aplicación en el modelo de la estructura completa. Este modelo reproducirá con gran nivel de detalle la estructura real y las cargas aplicadas, de manera que se pueda llevar a cabo la validación tanto en desplazamientos como en tensiones.

Tras el estudio y validación del modelo anterior, se plantearán otros modelos simplificados, que permitan obtener una fiabilidad similar en los resultados, disminuyendo notablemente los tiempos de pre y post-procesado, así como los costes computacionales del problema. Destacan en este apartado los modelos ortótropos, que se desarrollarán a partir del modelo de cálculo inicial y para los cuales se partirá también de los modelos propuestos por varios autores, cuya validez será previamente estudiada.

Finalmente, una vez concluidos los estudios con ayuda del método de los elementos finitos, se pasará a la modelización de la estructura usando programas de cálculo matricial, buscando en esta ocasión una modelización más adecuada y fiable de estas estructuras laminares mediante este tipo de software.





## 4.1 MODELOS DE PUNTO DE SOLDADURA

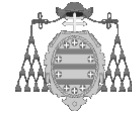
Como se mencionó anteriormente, se ha realizado cuatro modelos diferentes de punto de soldadura, cuyos resultados serán comparados con los obtenidos en los ensayos, para así elegir el modelo más adecuado, para una futura implementación en modelos de cálculo que incorporen mayor número de puntos de soldadura.

Dentro de los criterios a seguir para la validación del modelo de punto más adecuado, no sólo estará la fiabilidad de los resultados reportados, sino que además, aunque en menor medida, se valorarán también aspectos tales como la facilidad de modelización y las posibilidades de obtención de resultados con cada modelo, así como también el coste computacional asociado a cada modelo.

Hay que tener en cuenta que en estructuras de estas características, el número de puntos de soldadura puede ser considerable. Por ejemplo, la estructura ensayada incorporaba un total de 2700 puntos de soldadura, mientras que en estructuras mayores se puede llegar incluso a 15000 ó 20000 puntos. Es por esto que deben también valorarse los aspectos productivos desde el punto de vista de la simulación, sin que esto vaya en detrimento de la calidad y fiabilidad del modelo elegido.

Los modelos de punto estudiados se definen a continuación:

- **Modelo A:** Se utilizan elementos sólidos para mallar los cuerpos tridimensionales usados para representar las chapas. El punto de soldadura se realiza mediante la definición de una zona de contacto circular en el solape entre ambas chapas.
- **Modelo B:** Las chapas se representan mediante láminas malladas con elementos “*shell*”; mientras que el punto de soldadura se representa mediante un elemento tipo viga, que une dos nodos enfrentados en cada una de las chapas.
- **Modelo C:** Las chapas se representan mediante láminas malladas con elementos “*shell*”; mientras que para el punto de soldadura se utiliza un elemento viga, que conecta dos regiones de elementos definidas en la zona de solape de cada una de las chapas.

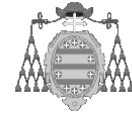


- **Modelo D:** Las chapas se representan mediante láminas malladas con elementos “shell”; mientras que el punto de soldadura se representa mediante un disco sólido tridimensional, que en la zona de solape, contacta con ambas chapas en cada uno de sus extremos. Este modelo incluye además dos alternativas, en la primera, el disco sólido es de 2,0 mm de altura, estando unido a las superficies medias de los elementos lámina de cada chapa. En la segunda alternativa, la altura del cilindro es de 4,0 mm; y éste atraviesa ambas chapas, a las que se les ha practicado el correspondiente hueco. La unión entre disco y chapas se hace con los bordes de los agujeros mencionados.

Adicionalmente, para cada uno de los modelos definidos se han llevado a cabo cálculos teniendo en cuenta dos modelos de material diferentes obtenidos a partir de los ensayos de caracterización de material descritos inicialmente:

- Material bilineal.
- Material multilíneal.

Sin embargo, se debe anticipar, que los resultados obtenidos para el material bilineal no reproducen adecuadamente el comportamiento observado en los ensayos, por lo que aunque se muestren algunas gráficas correspondientes a este material, la validación de los modelos estudiados se basará en los resultados conseguidos con el material multilíneal.

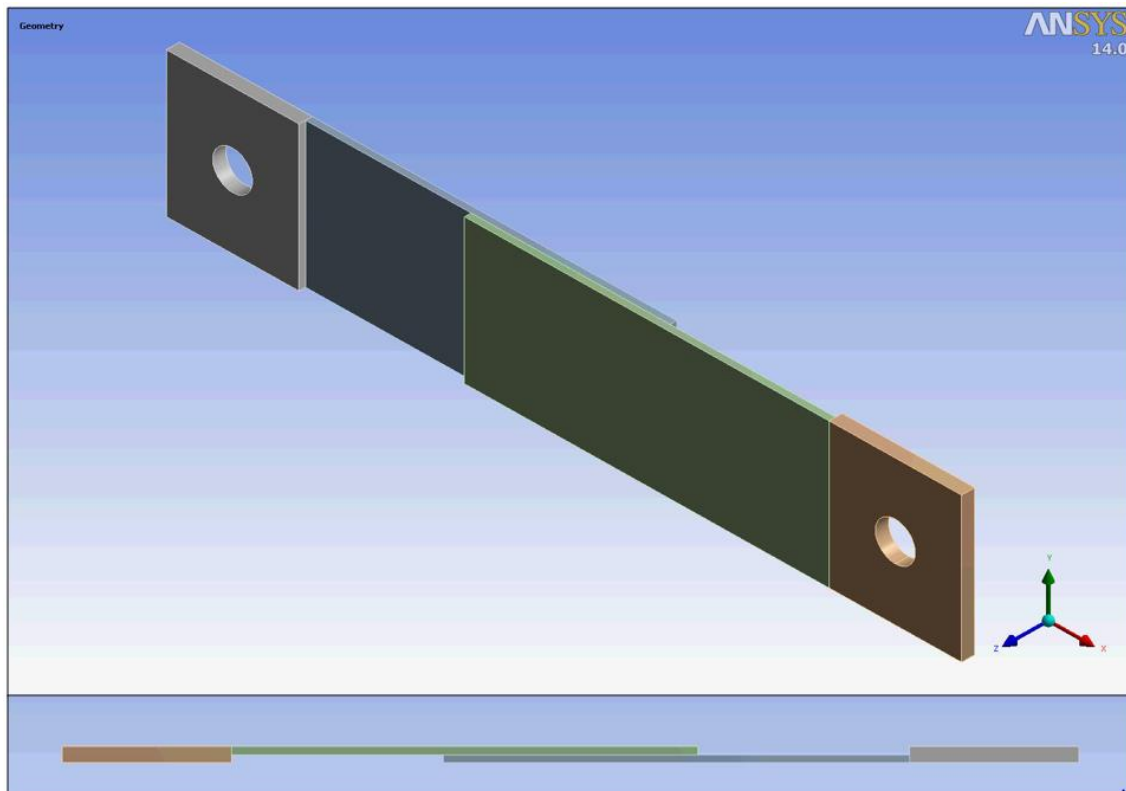


## 4.1.1 MODELO A

### 4.1.1.1 GEOMETRÍA

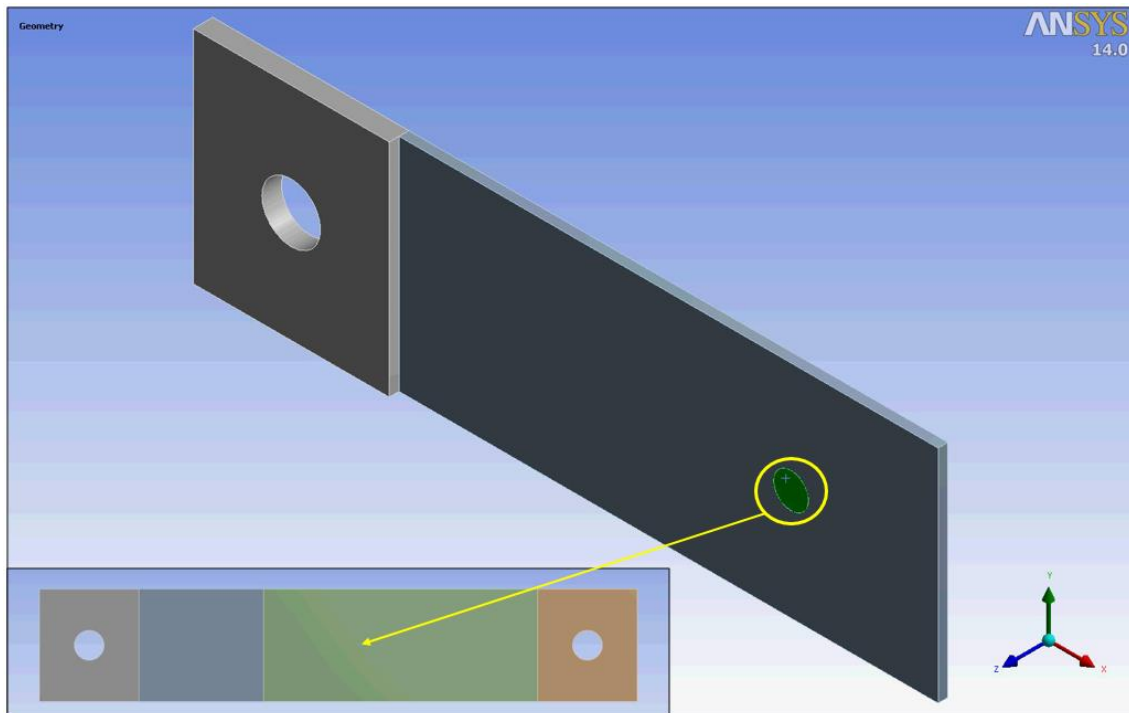
Como se comentó en la descripción anterior, se trata en este caso del modelo a priori más realista, pero también el modelo con un coste computacional más elevado en comparación con los tres restantes.

Se representan en este caso ambas chapas mediante cuerpos tridimensionales, que se mallan con elementos sólidos. El punto de unión entre chapas se realiza mediante la definición de una zona de contacto circular, de diámetro igual al diámetro del punto (7 mm), ubicado en la misma posición.



*Imagen 51: Vistas isométrica y lateral del modelo A.*

En la siguiente imagen se puede observar la definición de la superficie circular usada para el punto de soldadura, ubicada en la cara interior en contacto entre ambas chapas.



*Imagen 52: Detalle de la superficie de contacto para representar el punto de soldadura en la zona de solape.*

La superficie circular definida en la cara interior de ambas chapas se usará para incluir un contacto “pegado-pegado” en esa zona, que representará la unión mediante el punto de soldadura. Para el resto de superficie en contacto de la zona de solape se definirá un contacto no lineal, que permita la separación de ambas caras, como consecuencia del desplazamiento aplicado, intentando reducir al máximo la penetración entre los elementos de dicha zona de contacto.

#### 4.1.1.2 MALLA

A pesar de que se trata de un modelo geométrico sencillo, el reducido espesor de las chapas (2,0 mm); implica el empleo de un tamaño de elemento suficientemente reducido que permita reproducir flexión a lo largo del espesor de la chapa. Con este fin, se usaron elementos sólidos de 20 nodos, con función de forma cuadrática y un tamaño máximo de 1,0 mm de arista. De este modo, se tienen al menos dos elementos en el espesor. Esta configuración se usó para las chapas que incorporan el punto, mientras que para las chapas extremas, de 4,0 mm de espesor, en las que se aplican tanto el apoyo, como el desplazamiento, se mantuvo el tamaño del elemento, pero se introdujeron 6 elementos en el espesor.

Las características de la malla resultado se resumen en la siguiente tabla:

DATOS GENERALES DE LA MALLA PARA EL MODELO A	
NODOS	141164
ELEMENTOS	26767

Tabla 15: Características de la malla del Modelo A.

Como se observa, a pesar de las reducidas dimensiones del modelo, el número de nodos es elevado. Además, hay que tener en cuenta que se incluyen también grandes deformaciones, además del contacto no lineal en la zona de solape entre chapas. Todo esto da lugar a un elevado coste computacional.

El elemento finito usado para este modelo se define a continuación.

- Elementos sólido: “Solid186”

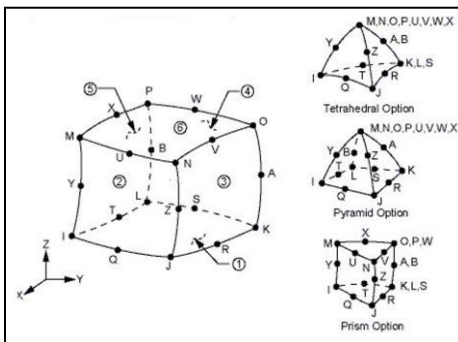
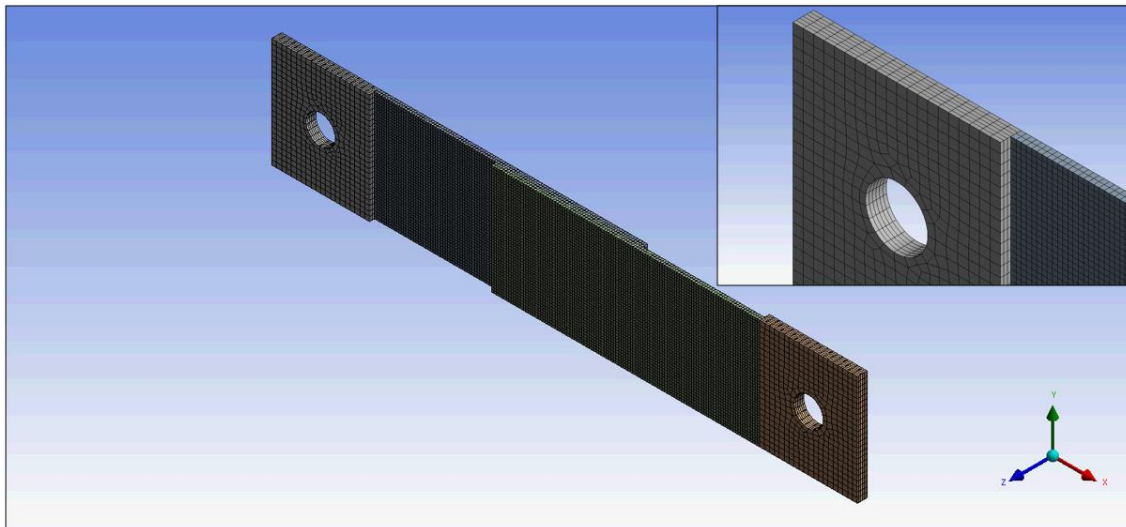


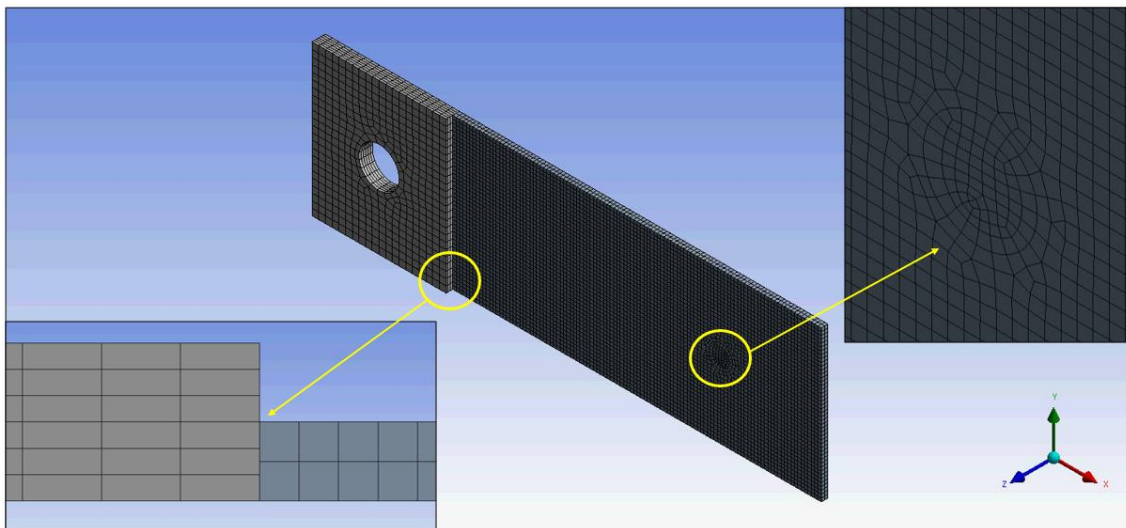
Imagen 53: Elemento SOLID186.

Se trata en este caso de un elemento tridimensional de alto orden con 20 nodos, que presenta por tanto funciones de desplazamiento cuadráticas. En cada nodo posee tres grados de libertad (desplazamientos en X; Y; Z); soportando plasticidad, hiperelasticidad, fluencia, endurecimiento por deformación, así como grandes deformaciones [14]. En algunos puntos, el elemento usado es el SOLID187; que se trata básicamente de una opción degenerada del elemento SOLID186, que incorpora forma tetraédrica.

Cabe destacar, que el elevado coste computacional que requerirá este modelo lo hace en principio válido exclusivamente para la correlación con los resultados de las probetas ensayadas, puesto que un modelo de estas características es inviable para una estructura real como la ensayada, ya que sólo el hecho de mallar los paneles plegados con elementos sólidos aumentaría enormemente el número de nodos del modelo, que junto con las no linealidades presentes en este problema, hacen totalmente inviable el uso de este tipo de modelización para simulaciones de estructuras más grandes.

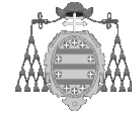


*Imagen 54: Vista general del mallado y detalle del agujero superior.*



*Imagen 55: Detalles de mallado en la conexión entre chapas y en el punto de soldadura.*

Obsérvese en la imagen anterior, que en la conexión entre las chapas de 2,0 mm y las chapas extremas de 4,0 mm; la malla se conecta de forma no deseada, puesto que los nodos de alto orden de los elementos de la chapa más fina (nodos extremos del elemento), se conectan con los nodos de bajo orden de los elementos de la chapa más gruesa (nodos intermedios para interpolación). Esto podría llegar a causar problemas numéricos, pero los resultados no revelan efectos significativos debidos a esta circunstancia.



---

#### 4.1.1.3 MATERIAL

Como se comentó inicialmente, la simulación se ha llevado a cabo con dos tipos de material, que se obtuvieron a partir de los ensayos de caracterización detallados en el capítulo anterior.

- Material bilineal.
- Material multilineal.

En principio, los resultados con mayor interés serán los obtenidos con el material multilineal, por representar éste al material real de forma más fiable. Sin embargo, se presentarán también resultados con el material bilineal a modo de comparación.

#### 4.1.1.4 CONDICIONES DE CONTORNO

Las condiciones de contorno del modelo son relativamente sencillas, dado que se trata de reproducir las condiciones reales de los ensayos. En este caso, tan sólo es preciso incluir cuatro condiciones en el modelo:

- Apoyo en el agujero superior.
- Desplazamiento en el apoyo inferior.
- Contacto pegado entre las superficies marcadas a modo de punto de soldadura.
- Contacto no lineal sin fricción entre el resto de superficie del solape entre chapas.

Para la fijación superior, se ha definido un apoyo cilíndrico que restringe los movimientos radiales y axiales, pero libera el tangencial. Con esto se intenta reproducir el comportamiento del bulón pasante que fija la probeta en la parte superior.

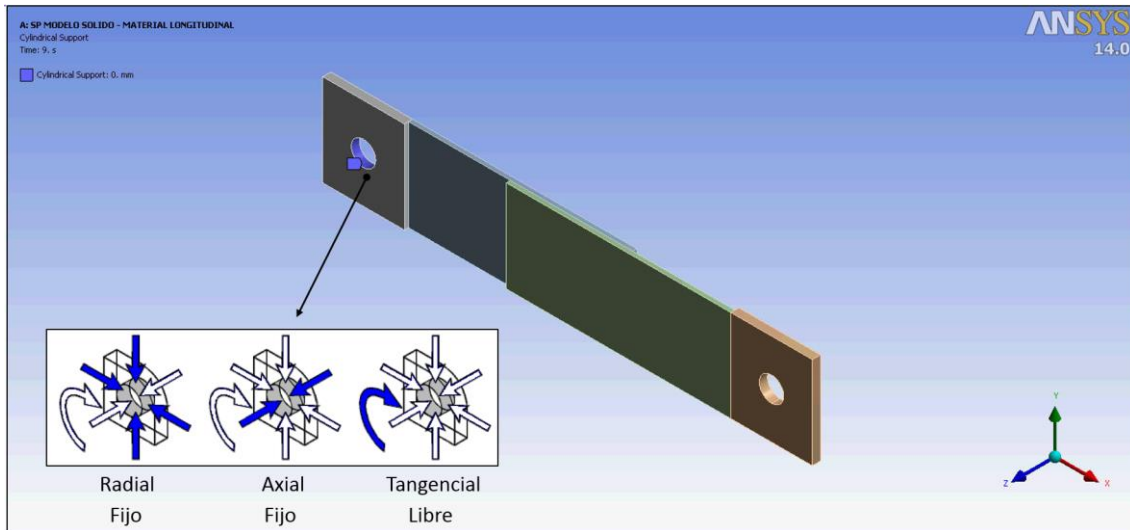
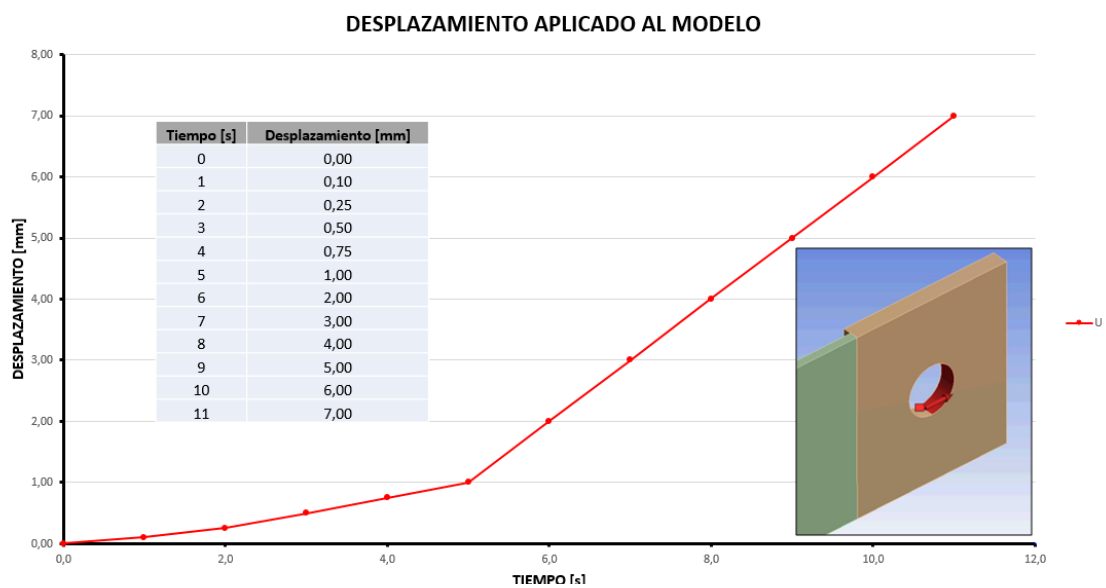


Imagen 56: Apoyo cilíndrico aplicado en la parte superior del modelo.

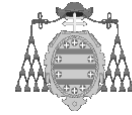
Adicionalmente, en el agujero inferior, se ha aplicado el desplazamiento en dirección global X, indicado en la siguiente gráfica.

Para esto, se ha dividido la circunferencia del apoyo en dos mitades iguales, de manera que la condición se aplica tan sólo a la parte inferior, mientras que se limita el desplazamiento en dirección global Z, con lo que se reproduce el comportamiento del bulón pasante inferior, a través del cual se transfiere el desplazamiento a la probeta.



Gráfica 51: Desplazamiento aplicado en el agujero pasante inferior.





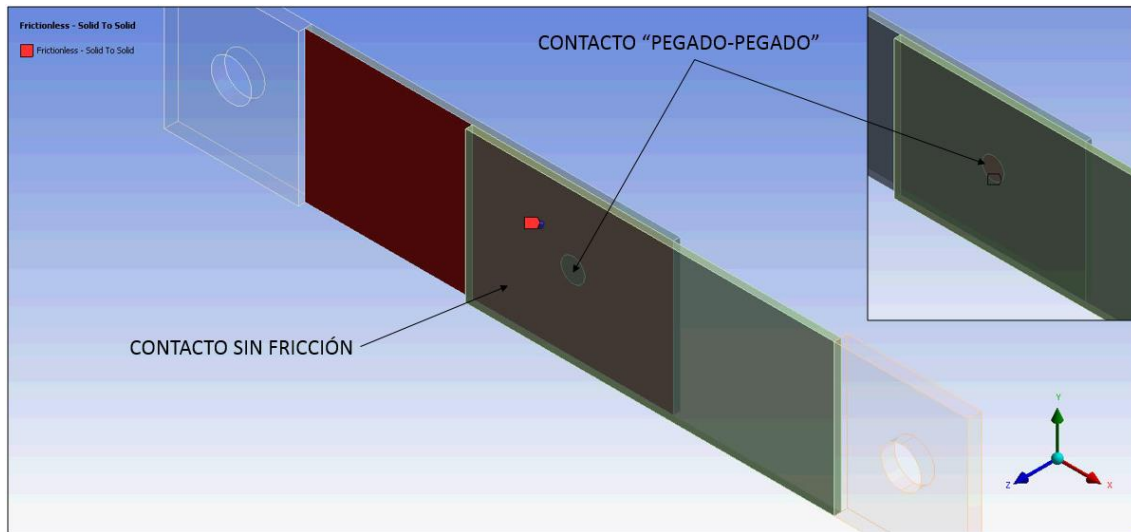
Como se observa, el desplazamiento se ha aplicado en pasos sucesivos, hasta llegar a un máximo de 7,0 mm; que se ha fijado a partir de la media de los desplazamientos aplicados en las 15 probetas ensayadas. Además, se han incluido varios desplazamientos inferiores a 1,0 mm; puesto que en la estructura real no se esperan grandes desplazamientos relativos entre chapas, que sin embargo, si tienen lugar en el ensayo de la probeta. Con esto, se pretende analizar el comportamiento del punto de soldadura para desplazamientos reducidos, cuya ocurrencia es más probable en el tipo de estructura objeto de estudio.

Finalmente y como ya se adelantó, se incluyen dos tipos de contacto diferentes en la zona de solape entre chapas. Por un lado, en la circunferencia marcada en cada chapa a modo de punto de soldadura, se definió un contacto “pegado-pegado”, de manera que estas dos superficies no se pueden separar como consecuencia del desplazamiento relativo entre las chapas de la probeta.

Por otro lado, en el resto de superficie en contacto del solape, se definió un contacto no lineal sin fricción, que permite la separación entre ambas superficies, de manera que toda la carga debida al desplazamiento deba ser absorbida por el punto de soldadura. Cabe además destacar, que se ha prestado especial atención a la posible penetración que pueda ocurrir entre ambas chapas en la zona de solape, puesto que una penetración excesiva puede influenciar la cantidad de fuerza transmitida por el punto de soldadura.

Este aspecto ha sido controlado modificando la rigidez del contacto no lineal, alcanzando un compromiso entre la convergencia del modelo y el valor de la penetración, que se mantuvo lo más bajo posible.

Si bien es cierto, tampoco es posible cuantificar exactamente el modo en el que la penetración afecta a los resultados, puesto que hay que tener en cuenta que en este modelo se darán deformaciones muy importantes, que realmente conducirían a la rotura de las chapas en las inmediaciones del punto, circunstancia que no se ha incluido en este modelo y que lógicamente tiene gran influencia en los resultados.



*Imagen 57: Definición de contactos en el modelo A.*

#### 4.1.1.5 ANÁLISIS DE RESULTADOS

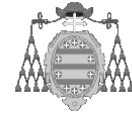
En primer lugar, hay que destacar que para el modelo A con material multilíneal no fue posible conseguir resultados para desplazamientos superiores a 5,5 mm. Esto es debido a la excesiva distorsión que sufren los elementos de las inmediaciones del punto de soldadura, que da lugar a graves problemas de convergencia.

Dicho problema podría solucionarse con un refinamiento del mallado en la zona conflictiva, o bien aplicando otros métodos de cálculo. Sin embargo, el coste computacional del problema, ya de por sí muy elevado, aumentaría considerablemente. Además, el nivel de desplazamiento aplicado es suficientemente elevado, como para permitir llevar a cabo una valoración adecuada de los resultados obtenidos.

Para más información, se muestra en la siguiente tabla el coste computacional del problema, que como se observa es considerable. Estos resultados se han obtenido con un procesador *Intel Xeon E5630* a 2,53Ghz; con 64 Gb de memoria RAM.

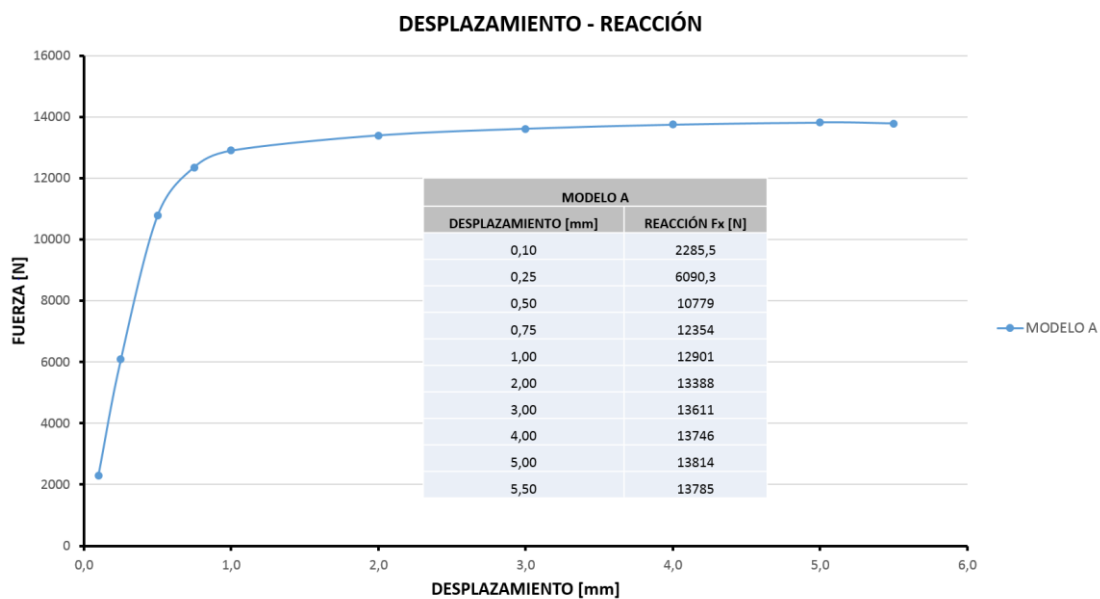
TIEMPO	CP Time [s]	Elapsed Time [s]
Modelo A	1487423	158827

*Tabla 16: Tiempos de cálculo para el modelo A.*



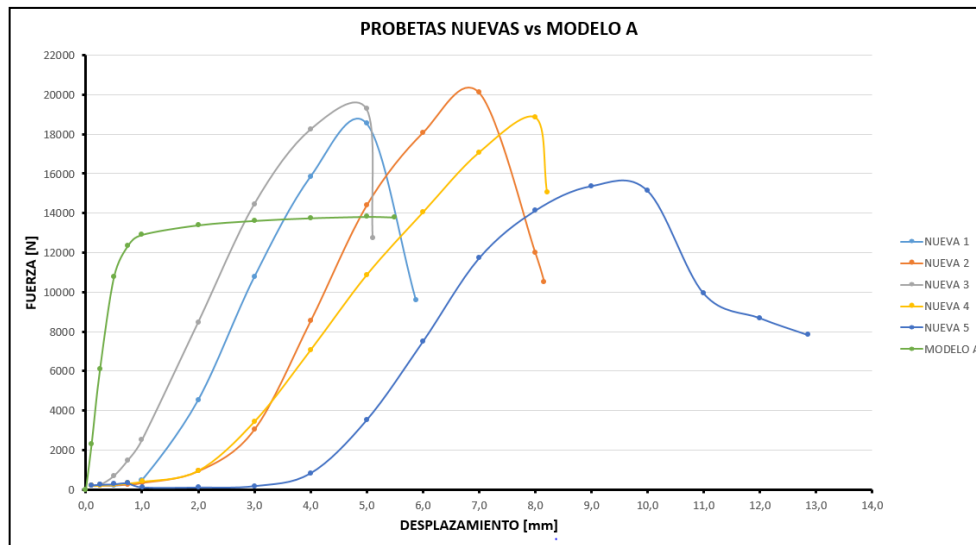
Nótese que en la tabla anterior se indican dos tiempos diferentes: el primero de ellos “CP Time”, hace referencia al tiempo real de cálculo del procesador, mientras que el segundo “Elapsed Time”; hace referencia al tiempo de escritura de resultados en el disco duro del pc.

Para comenzar con el análisis de resultados es preciso atender en primer lugar a la relación fuerza – desplazamiento, que se ha obtenido en la simulación, para así poder comparar con los datos derivados de los ensayos reales.

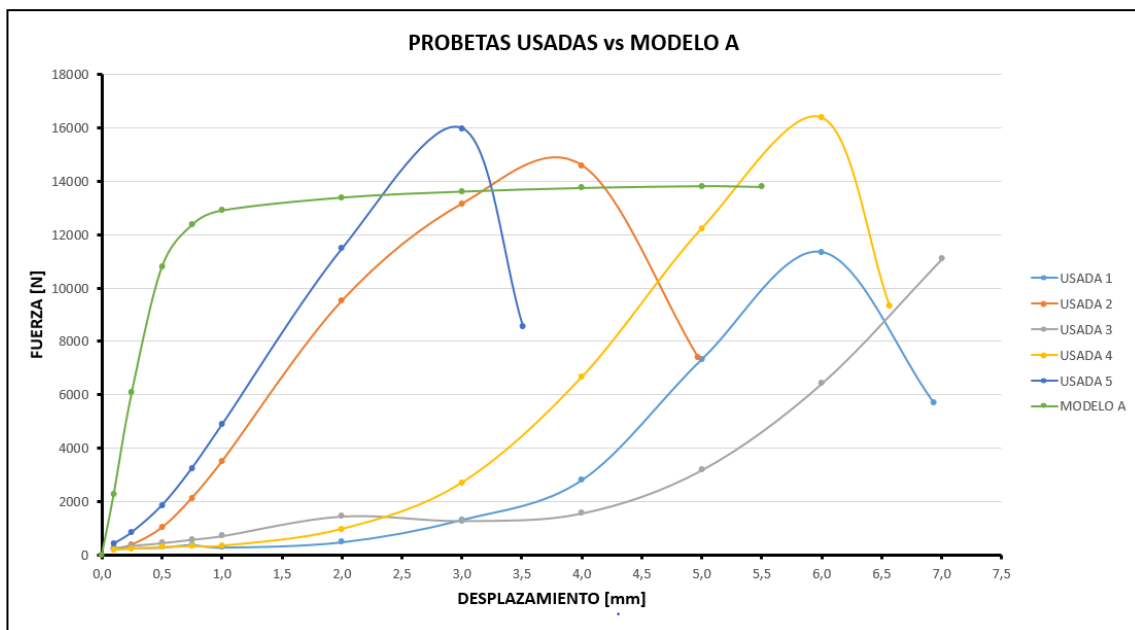


Gráfica 52: Curva fuerza-desplazamiento para el modelo A con material multilíneal.

En la gráfica anterior es fácil apreciar la no linealidad causada fundamentalmente por la definición del material. A su vez, también se puede observar que a partir de 5,0 mm de desplazamiento comienza a disminuir la reacción en el apoyo, circunstancia que también se aprecia en los ensayos reales, pero para diferentes niveles de desplazamiento.



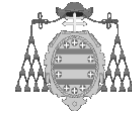
Gráfica 53: Comparación del modelo A con las probetas nuevas.



Gráfica 54: Comparación del modelo A con las probetas usadas.

Como comentarios principales a los resultados obtenidos con el modelo A (material multilíneal), pueden destacarse los siguientes:

- Las probetas “nuevas” consiguen niveles de carga máxima bastante superiores a los obtenidos por el modelo A, para los mismos desplazamientos.

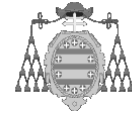


- En las probetas “usadas” los niveles de carga máxima son más reducidos y por tanto más cercanos a la carga máxima del modelo A.
- La pendiente del primer tramo de la curva obtenida es mucho mayor, que el revelado en las probetas ensayadas.
- El decaimiento de la carga con el aumento de desplazamiento observado en todas las probetas ensayadas no se aprecia en este modelo.
- Se observa también que en la simulación, para desplazamientos por debajo de 1,0 mm se obtienen cargas muy elevadas. Este aspecto puede deberse al acoplamiento entre la probeta y el enganche con la máquina de ensayo, de manera que en los instantes iniciales del ensayo el desplazamiento no sea totalmente transmitido a la probeta, registrándose por tanto, valores de carga mucho más bajos.

En los ensayos de caracterización de la resistencia de puntos de soldadura, la carga máxima que éste es capaz de absorber es el parámetro fundamenta. Además de los aspectos mencionados anteriormente, la gran disparidad de resultados obtenidos en este parámetro en comparación con los ensayos, dan lugar a ciertas modificaciones sobre el modelo de cálculo, con el fin de mejorar la correlación.

En principio se asume que las probetas estaban fabricadas con el mismo material que se usó en los ensayos de caracterización, pero lamentablemente no es posible asegurar esto. Por otro lado, atendiendo a las pendientes del tramo inicial de las curvas, cabe pensar que no se trate del mismo material. Como se expone en [4], las velocidades de enfriamiento de la zona de fusión son muy elevadas, lo que da lugar a microestructuras martensíticas en la zona fundida, cuyo comportamiento resistente, así como el de la ZAT, difiere de forma significativa con respecto las propiedades del resto de las chapas. Este hecho puede ser por tanto, una de las causas principales de las desviaciones encontradas, puesto que el material definido para el punto de soldadura es idéntico al del resto de la probeta.

Adicionalmente, respecto a la diferencia de carga para bajos desplazamientos, es posible que las condiciones de contorno aplicadas en los apoyos de las chapas en la simulación, difieran de las reales. En este punto, conviene mencionar que en el ensayo, se transfiere la carga mediante dos bulones pasantes, que contactan en con ambos



agujeros (inferior y superior), en una superficie muy reducida, que posteriormente, y aunque muy levemente, va aumentando con la deformación del agujero (éste adquiere una forma ovalada), como consecuencia de la carga aplicada.

En la condición de contorno aplicada, no es posible reproducir este comportamiento, por lo que con objeto de conseguir mejores resultados, se realizarán cambios en la simulación incluyendo los bulones mencionados y su contacto no lineal con los agujeros de las chapas.

Por otro lado, es necesario remarcar que en el modelo de cálculo, se ha considerado un tamaño de punto de soldadura ideal (7 mm) que representa el tamaño de la zona fundida. Este parámetro demuestra ser muy importante a la hora de determinar la capacidad de carga de las probetas [6]; [7]. Sin embargo, este tamaño se ha fijado por medio de las fórmulas presentadas en [1], dada la imposibilidad de medir éste con la precisión requerida para este caso.

Si bien es cierto, y como se muestra en las imágenes siguientes, el estado final de desplazamiento obtenido en la simulación presenta bastante similitud con el de las probetas ensayadas, lo que hace pensar que el nivel de tensiones obtenido en el cálculo sea fiable.

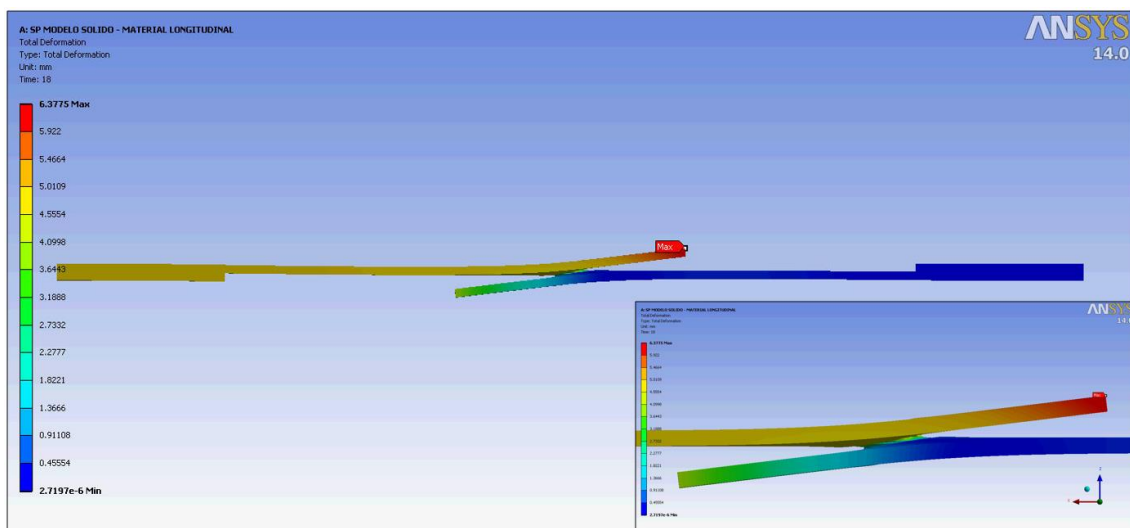
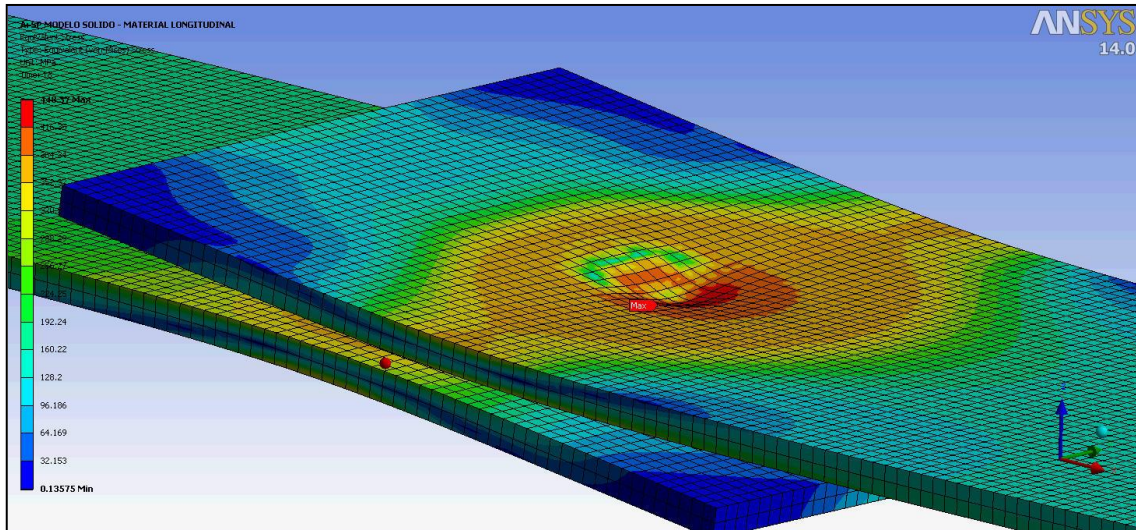
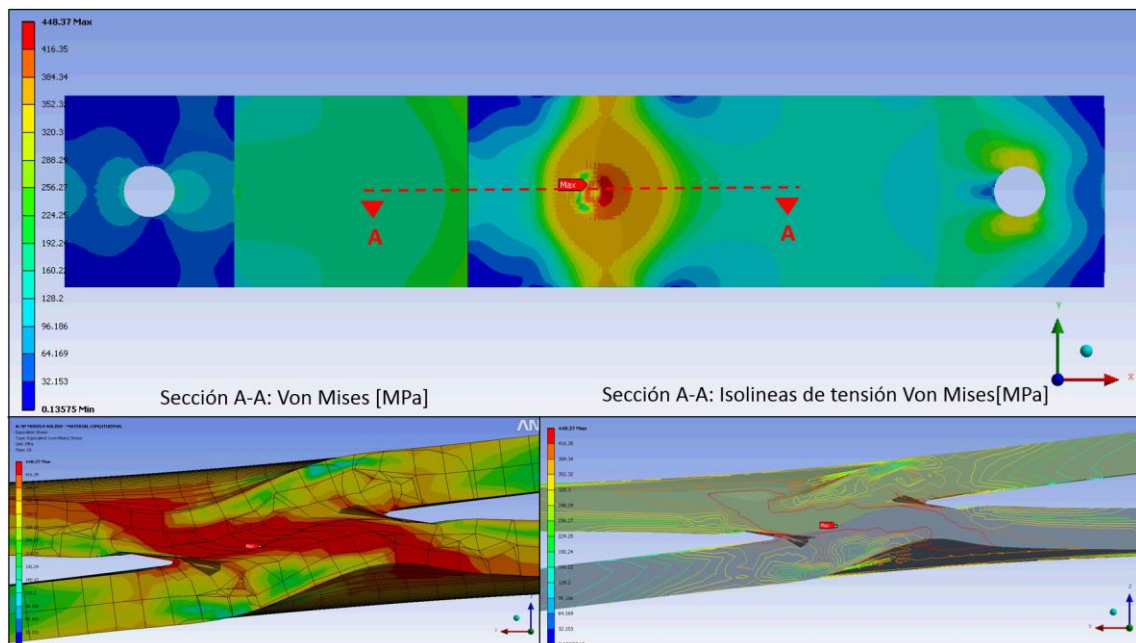


Imagen 58: Vista lateral del desplazamiento obtenido en el modelo A y detalle de la zona central [mm].

Como se observa, la separación más pronunciada se produce en la parte fija de la probeta, siendo ésta del orden de 6 mm. Además, no se produce penetración alguna entre los elementos de las caras en contacto en la zona de solape, circunstancia que podría afectar a la relación carga-desplazamiento presentada anteriormente.



*Imagen 59: Vista en detalle del estado tensional (Von Mises) en la zona del punto de soldadura [MPa].*

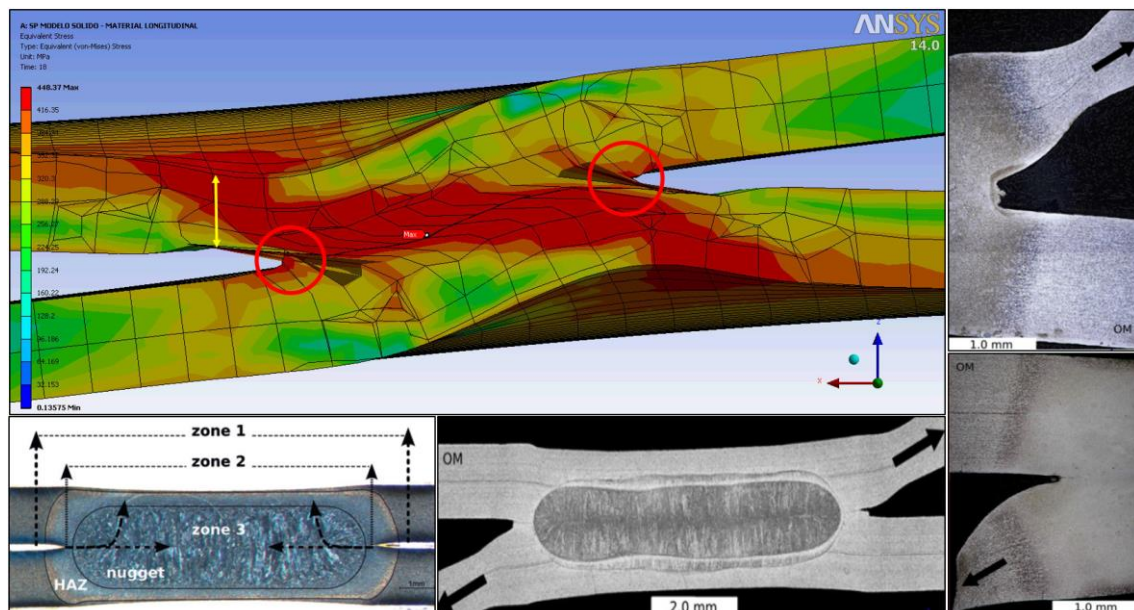


*Imagen 60: Tensiones de Von Mises [MPa]. Vista en planta y secciones en detalle de la zona central.*

Como se observa en la imagen anterior, se produce una gran deformación de los elementos en la zona del punto de soldadura, zona a través de la cual se produce toda la transmisión de tensiones en el modelo. Esta distorsión de los elementos es el motivo de los problemas de convergencia que aparecen para desplazamientos superiores a 5,5 mm.

Como es lógico, los elementos con mayor distorsión son aquellos ubicados en el perímetro exterior de la zona que representa el punto de soldadura, en la cual se producen concentraciones de tensiones.

Por otro lado, en la siguiente imagen se muestra el detalle de la sección en la zona del punto de soldadura conjuntamente con imágenes de macrografías realizadas a probetas de punto de soldadura, que han sido sometidas a ensayos de cortadura como los llevados a cabo en este estudio [12].



*Imagen 61: Detalle de deformación de la zona del punto de soldadura y macrografías de ensayos de cortadura.*

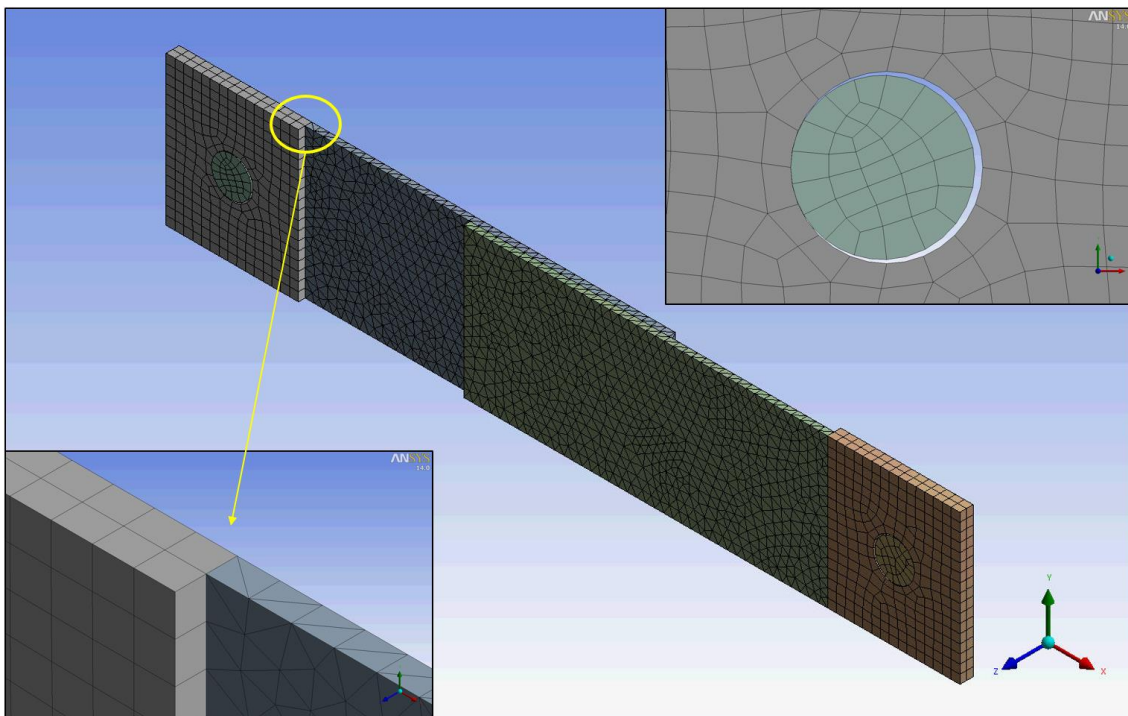
En estas imágenes pueden verse las diferentes zonas de fallo determinadas en [12]; así como los fenómenos de estrechamiento (o “necking”), que sufren las chapas en las inmediaciones del punto y que también pueden observarse, aunque levemente, en el corte en sección del modelo A.



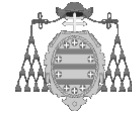
#### 4.1.1.6 MODIFICACIONES SOBRE EL MODELO A

Atendiendo a los resultados presentados en el apartado anterior, se ha intentado mejorar el modelo inicial realizando las modificaciones expuestas a continuación:

- Se han introducido los bulones inferiores y superiores, con contactos no lineales entre éstos y los agujeros de las probetas, de manera que se produzca una transmisión de carga más real. Con esto se pretende reducir la disparidad de resultados para desplazamientos inferiores a 1,0 mm.
- Se ha variado el tamaño de los elementos utilizados, con objeto de estudiar la influencia de este factor en los resultados obtenidos. De este modo se rigidiza el modelo para aumentar con ello la capacidad portante, que dadas las cargas máximas obtenidas, parece ser excesivamente flexible. Sin embargo, esta modificación afectará negativamente a comportamientos como el “*necking*” o estrechamiento de la sección de las chapas observado en las inmediaciones del punto.



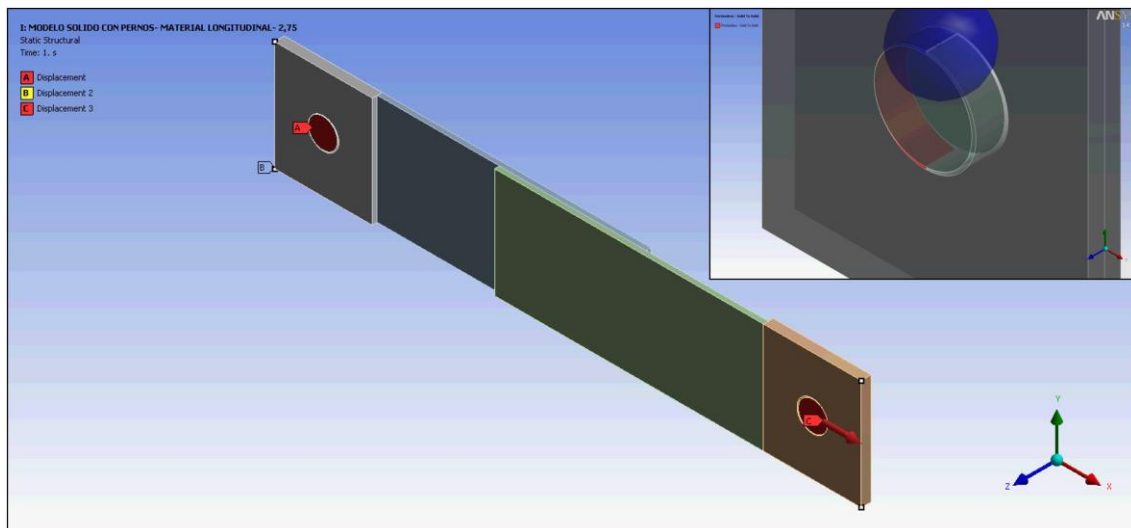
*Imagen 62: Vista general del mallado del modelo A con detalle de los bulones para aplicación de desplazamiento.*



En la imagen anterior puede verse la malla del modelo, que es mucho más basta que la inicial. Adicionalmente, se han probado varios tamaños de elemento, mostrándose solamente aquel cuyos resultados de carga máxima mejor se aproximan a los ensayos experimentales. En este caso, el tamaño de elemento es de 2,75 mm.

Como se ve, el aumento del tamaño de arista del elemento trae consigo la imposibilidad de introducir por lo menos dos elementos a lo largo del espesor de las chapas, con lo que se consigue reproducir mejor los efectos de flexión en las chapas, a la vez que se puede apreciar el estrechamiento de las mismas en las cercanías del punto, características que se pierden con esta malla. Además, se pasa a elementos tetraédricos, que son formas degeneradas del elemento “Solid186” usado en la malla inicial, que aunque mantienen los nodos intermedios de interpolación, suponen una disminución importante en la calidad del mallado, que afectará a fundamentalmente a la fiabilidad del estado tensional de la simulación.

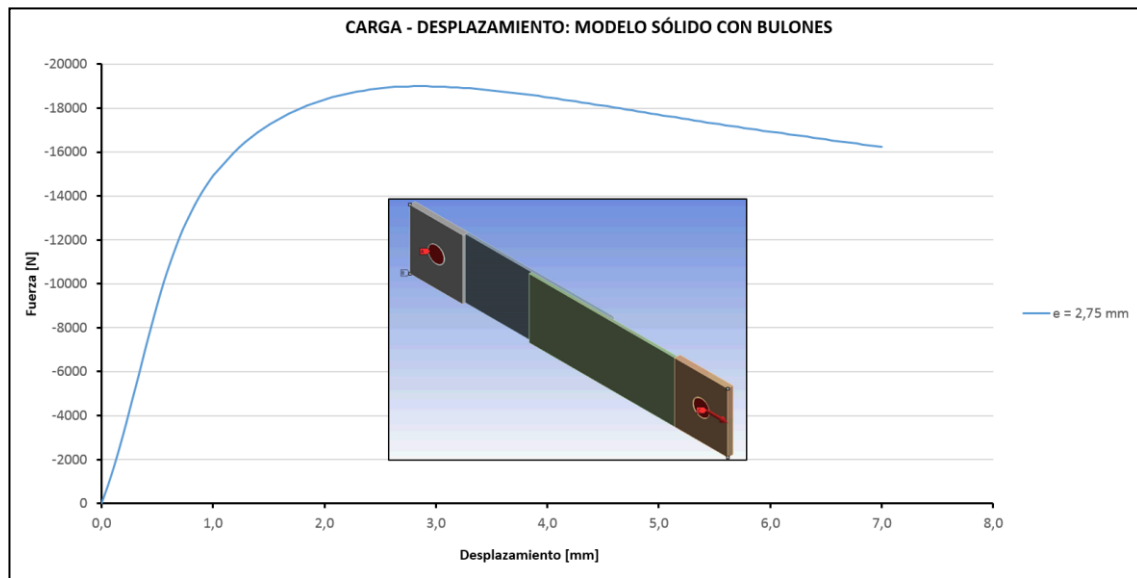
Para las condiciones de contorno, se han trasladado los desplazamientos al bulón inferior, mientras que se ha fijado el bulón superior. Adicionalmente, se ha establecido un contacto no lineal entre los bulones y los agujeros, con objeto de representar mejor la transmisión de carga a la pieza.



**Imagen 63:** Condiciones de contorno y contacto con los bulones en el modelo A modificado.

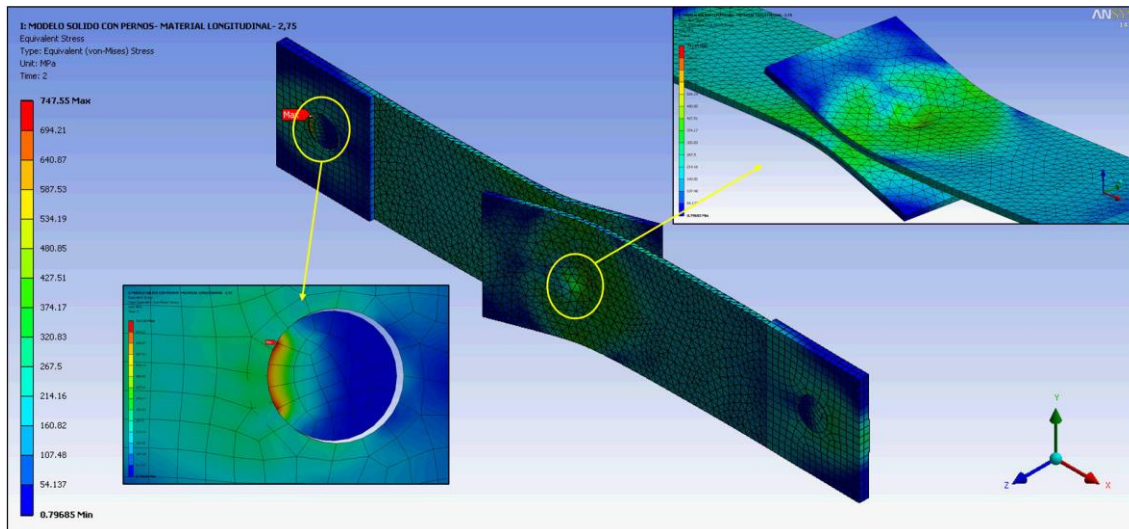
#### 4.1.1.7 ANÁLISIS DE RESULTADOS DEL MODELO A MODIFICADO

Como se apuntó anteriormente, el parámetro de estudio más importante en este tipo de ensayos es la carga máxima obtenida, para lo cual se muestra a continuación la gráfica correspondiente al modelo modificado.



Como se aprecia en la gráfica anterior, la carga máxima se ha incrementado considerablemente, llegando hasta los 18997 N, para 2,856 mm de desplazamiento. Si se compara este valor con la media obtenida en los cinco ensayos de probetas nuevas (18809,5 mm); el error cometido es aproximadamente del 1,0%; además de que se aproxima más a las máximas cargas experimentales obtenidas.

Cabe destacar, que esta mejoría en la capacidad de carga está casi exclusivamente ligada a la disminución de la densidad de la malla, puesto que el tamaño de elemento de 2,75 mm usado supone un aumento significativo de la rigidez del modelo. Sin embargo, no se ha conseguido disminuir la cantidad de carga transferida a la probeta para desplazamientos bajos, ni se ha conseguido variar la pendiente inicial de la curva, por lo que el uso de bulones no aporta mejoras tangibles, y por tanto, aunque aumenta el realismo del modelo, no lo hace de manera suficientemente influyente como para justificar su inclusión, puesto que lógicamente, lleva asociado un aumento del tiempo de pre-procesado, del coste computacional y del tiempo de post-procesado.



*Imagen 64: Tensiones de Von Mises del modelo A modificado [MPa].*

Primeramente debe mencionarse, que en este modelo, ha sido posible aplicar 7,0 mm de desplazamiento relativo, frente a los 5,25 mm que se pudieron aplicar al modelo inicial por motivos de convergencia. Nótese que en este modelo, la distorsión de los elementos en la cercanía del punto es casi inapreciable, lo que facilita enormemente la convergencia.

En las imágenes se observa que el nivel de desplazamiento en el extremo de las chapas es bastante superior al obtenido en el modelo A inicial, puesto que al rigidizar el modelo y con ello aumentar la carga transmitida a través del punto, se incrementa el giro del mismo, con el consiguiente incremento de desplazamientos en las chapas.

Por otro lado, las tensiones en la zona del punto han aumentado considerablemente, alcanzando valores de 747 MPa, muy por encima del límite del material. Es cierto es que se ha aplicado un desplazamiento mayor, pero el modelo de material utilizado limita la tensión a 448 MPa, por lo que este caso tanto la baja densidad de malla por un lado, como el elemento tetraédrico utilizado por otro lado, son los causantes de estos resultados, que como se muestra a continuación, centralizan el error cometido en tensiones en la zona del punto de soldadura.

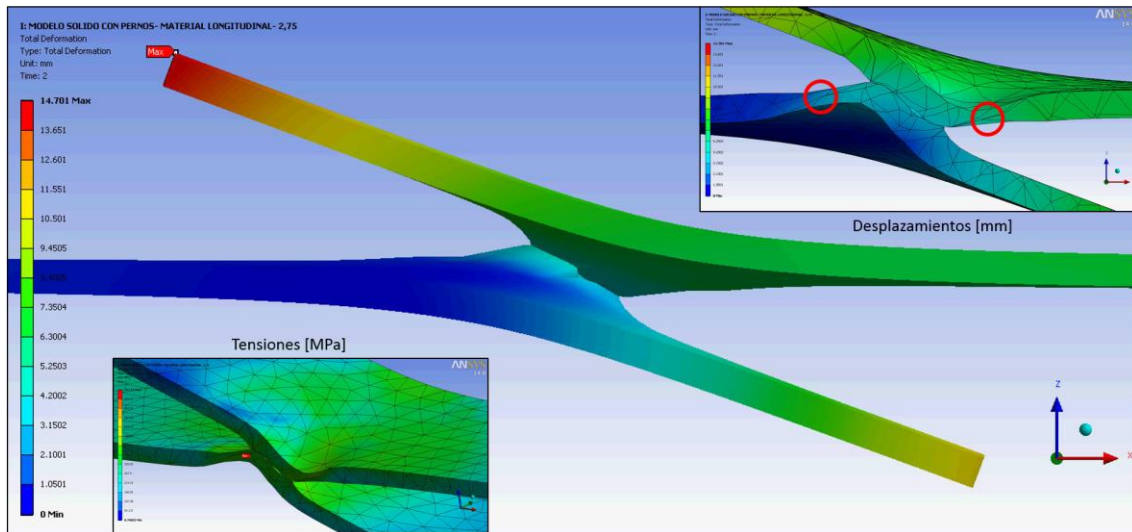


Imagen 65: Vista en sección de tensiones y desplazamientos en la zona del punto de soldadura.

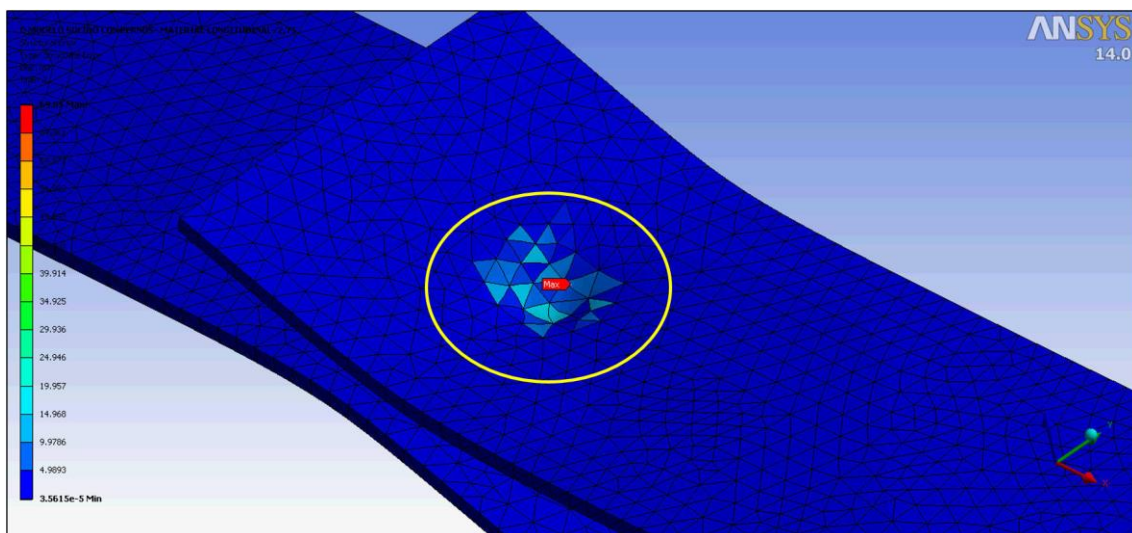


Imagen 66: Concentración de los mayores errores cometidos en tensiones en la zona del punto de soldadura.

A pesar del apreciable error en tensiones, el modelo A modificado consigue una mejora considerable de la carga máxima transmitida, con una reducción de los costes computacionales importantes, gracias a la baja densidad del mallado (ver tabla adjunta).

CARACTERÍSTICAS DEL MODELO A MODIFICADO	
NODOS	24143
ELEMENTOS	9540
CP TIME [s]	9137
ELAPSED TIME [s]	1432

Tabla 17: Características del modelo A modificado.

Sin embargo, a pesar de la mejoría, este modelo no tampoco podría ser implementado en estructuras más grandes, puesto que los tiempos de pre y post procesado aumentarían considerablemente, además del coste computacional, que si bien se reduce significativamente frente al modelo A inicial, seguiría siendo importante en modelos más grandes.

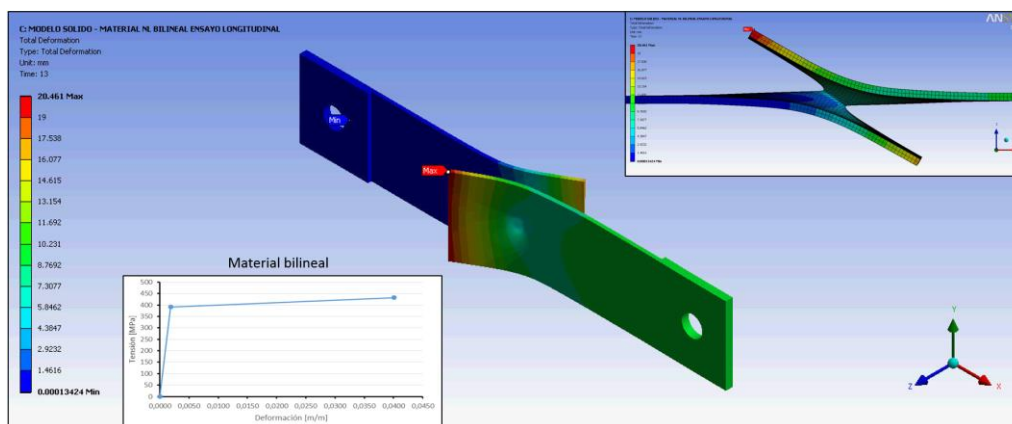
Recuérdese que este modelo realista, se planteó a modo de referencia y no para su uso posterior en estructuras más grandes, con mayor número de puntos de soldadura.

#### 4.1.1.8 ANÁLISIS DE RESULTADOS PARA EL MODELO A CON MATERIAL BILINEAL

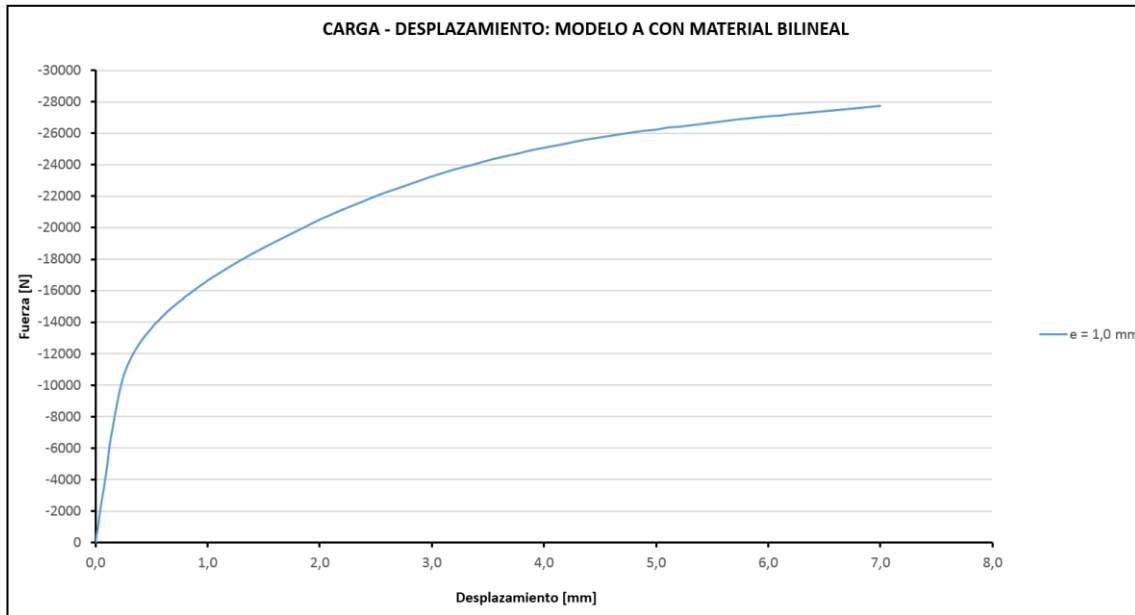
Para concluir con este modelo, se presentan a continuación los resultados obtenidos usando el material bilineal definido a partir de la caracterización detallada en el capítulo anterior.

A priori, este material no es de gran interés puesto que se tienen el material multilíneal, que se ajusta mejor al comportamiento real. Sin embargo, si se consigue una buena correlación con la carga máxima, puede resultar interesante, sobre todo teniendo en cuenta la reducción el coste computacional que se consigue con él.

Para este material se ha usado el modelo A inicial, con un tamaño de elemento de 1,0 mm; aplicando las mismas condiciones de contorno y un desplazamiento de 7,0 mm. Los resultados se muestran a continuación.



**Imagen 67:** Desplazamientos del modelo A con material bilineal [mm].



Gráfica 56: Curva carga – desplazamiento para el modelo A con material bilineal.

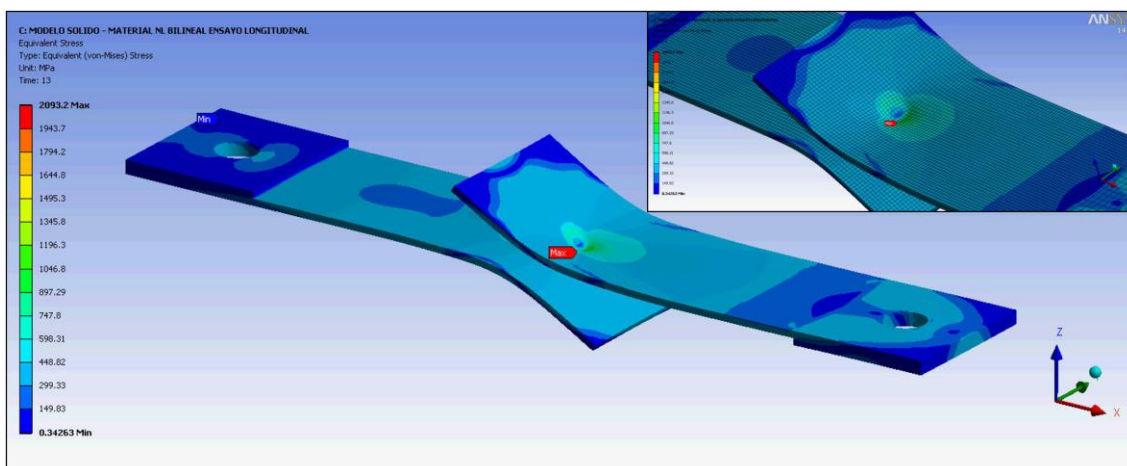
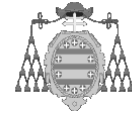


Imagen 68: Tensiones de Von Mises [MPa], para el modelo A con material bilineal.

Como se aprecia en la gráfica adjunta, la capacidad de carga no decrece con el desplazamiento aplicado, llegando a 27727 N para 7,0 mm. Del mismo modo, las tensiones en la zona del punto aumentan muy por encima de los niveles de rotura obtenidos en los ensayos del material.

Además, no se produce deformación apreciable de los elementos circundantes al punto de soldadura, razón por la cual sería posible aumentar el desplazamiento aplicado. Del mismo modo, el desplazamiento de los bordes de las chapas aumenta



---

considerablemente, debido al incremento de carga, que produce un mayor giro del punto de soldadura.

Finalmente, atendiendo a la gráfica carga – desplazamiento este material no es válido para representar el comportamiento obtenido en los ensayos experimentales, por lo que tampoco será utilizado en el resto de modelos propuestos.

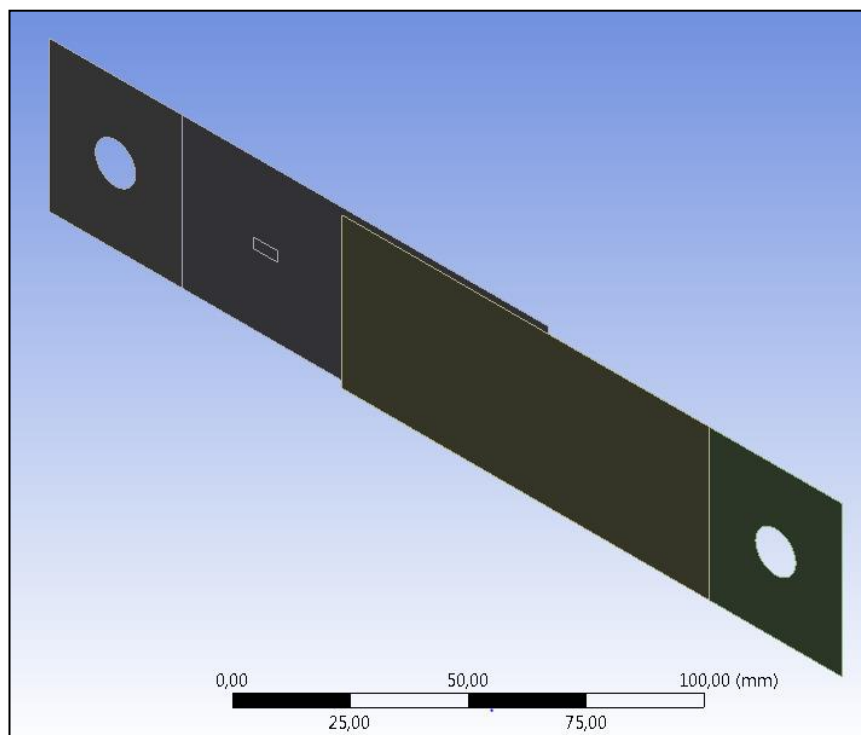


## 4.1.2 MODELO B

### 4.1.2.1 GEOMETRÍA

Se trata aquí del modelo más sencillo de todos los estudiados, razón por la cual resulta de especial interés de cara a ser utilizado en modelos más complejos con mayor cantidad de puntos de soldadura, tanto por la facilidad de modelado, como por el reducido coste computacional.

En este modelo, las chapas de la probeta se representan mediante elementos tipo lámina, a los que se les asigna el espesor de cada zona, mientras que el punto de soldadura se define por medio de un elemento tipo viga, que conecta dos nodos enfrentados, pertenecientes a cada una de las chapas de la probeta.

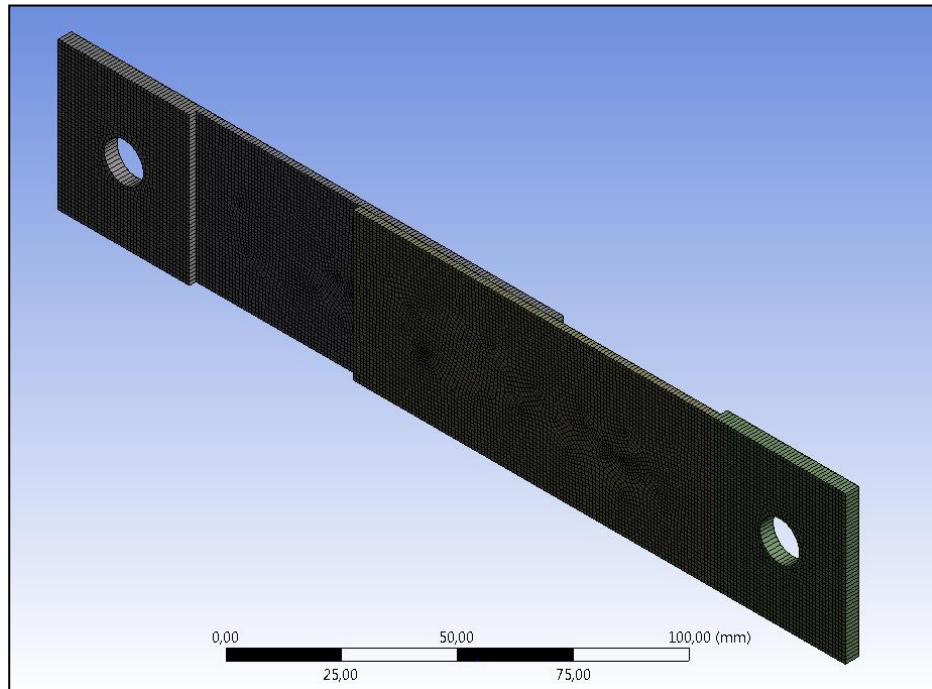


*Imagen 69: Vista isométrica del modelo B.*

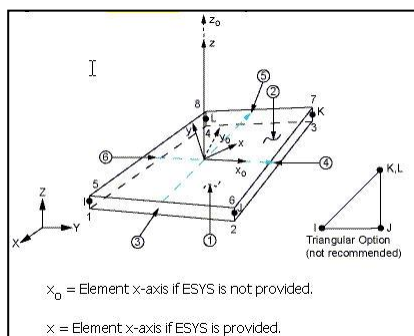
Entre las superficies de contacto de la zona de solape se ha definido un contacto no lineal sin fricción, de manera que ambas superficies puedan separarse como consecuencia de la carga aplicada.

#### 4.1.2.2 MALLA

Con el fin de obtener resultados adecuados, se ha realizado un mallado agresivo con elementos de 1,0 mm de arista en todo el modelo.



**Imagen 70:** Vista general de la malla utilizada para el modelo B.



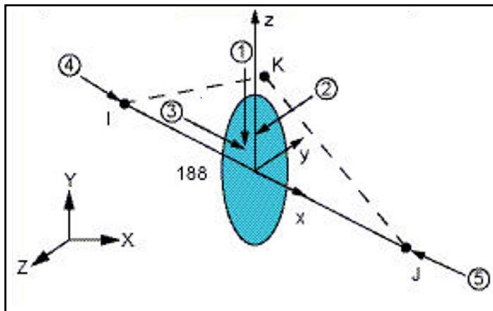
**Imagen 71:** Elemento Shell181.

con seis grados de libertad por nodo.

El tipo de elemento utilizado para el mallado de las chapas es el Shell181. Se trata de un elemento tipo lámina adecuado para representar el comportamiento de estructuras laminares con espesores delgados, hasta moderadamente delgados, en análisis lineales y no lineales con grades deformaciones y rotaciones [14]. Dicho elemento presenta cuatro nodos (uno en cada extremo), con

Finalmente, para la modelización del punto de soldadura, el software utilizado incorpora una herramienta que permite una fácil introducción del mismo, y cuyo uso supone un ahorro de tiempo importante, no sólo en la preparación del modelo, sino también el post-procesado de los resultados.

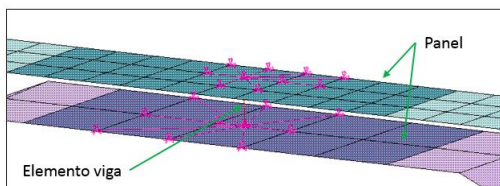
Al utilizar esta herramienta, los puntos de soldadura se crean utilizando elementos tipo viga “Beam188” por defecto, que ya presentan una sección circular, siendo tan sólo preciso editar el diámetro de los mismos, para adaptarlo al diámetro requerido.



*Imagen 72: Elemento Beam188.*

Se trata de un elemento tridimensional con seis grados de libertad por nodo, pudiendo incluir alabeo con la configuración adecuada, cuya formulación está basada en la teoría de vigas de Timoshenko, incluyendo efectos de deformación por cortante.

Este elemento presenta además funciones de forma cuadráticas o cúbicas, siendo adecuado para reproducir el comportamiento de vigas esbeltas y vigas de esbeltez moderada [14].

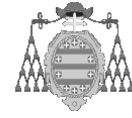


*Imagen 73: Elementos viga de conexión con las láminas.*

De manera que los puntos de soldadura se modelizan con elementos viga, con una longitud igual al espesor de los paneles unidos por puntos, presentando una sección circular de 7 mm de diámetro.

En la imagen anterior se muestra el tipo de conexión, que con este tipo de modelo se realiza entre la viga que representa el punto de soldadura y las láminas unidas mediante éste, de manera que cada uno de los nodos extremos de la viga (punto de soldadura), pertenecen a cada una de las láminas enfrentadas. A su vez, en cada lámina se crean elementos viga rígidos, con las mismas características que la viga central, y que se unen a los nodos más cercanos al nodo central. De este modo, se transfieren las rotaciones generadas en el punto de soldadura a las láminas unidas.

Como se verá más adelante, en este tipo de modelo resulta muy importante el tamaño de elemento con el que se mallen las láminas unidas, puesto que con ello varía el área que contienen nodos unidos rígidamente al punto de soldadura, variando en consecuencia la capacidad de carga del punto de soldadura.



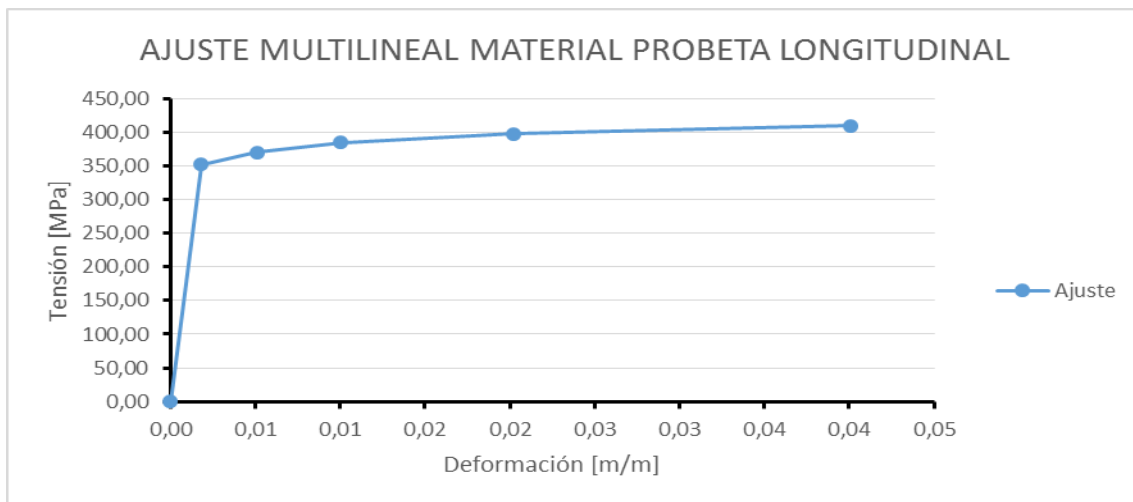
DATOS GENERALES DE LA MALLA PARA EL MODELO B	
NODOS	13955
ELEMENTOS	13533

*Tabla 18: Datos generales de la malla para el modelo B.*

De los datos generales de la malla expuestos en la tabla anterior, se aprecia fácilmente la gran reducción en el número de nodos que tiene el modelo, circunstancia que influirá de forma muy significativa en el coste computacional del modelo, sobre todo al compararlo con el del modelo A.

#### 4.1.2.3 MATERIAL

Al igual que para el resto de modelos, para el modelo B se usará el material multilínea definido a partir de la caracterización detallada en el capítulo anterior, cuya gráfica tensión – deformación se muestra a continuación.

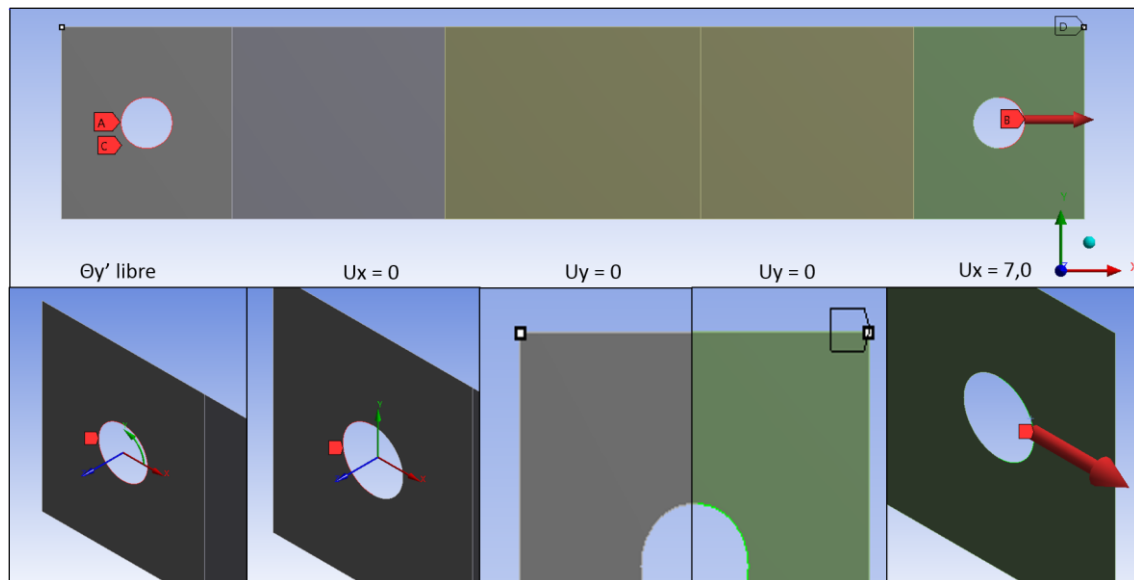


*Gráfica 57: Material multilínea usado para el modelo B.*

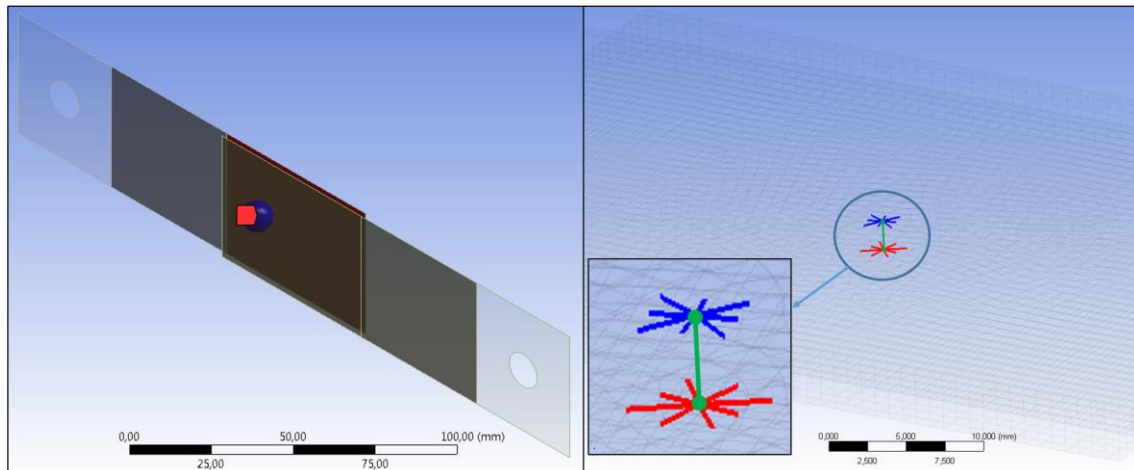
#### 4.1.2.4 CONDICIONES DE CONTORNO

Las condiciones de contorno de este modelo, que se detallan a continuación, serán las mismas a aplicar en los modelo C y D:

- Desplazamiento en dirección Z restringido en toda la circunferencia del agujero de fijación superior.
- Giro libre alrededor del eje del agujero superior perpendicular a la chapa.
- Desplazamiento de 7,0 mm en dirección X, aplicado en la semicircunferencia inferior del agujero de fijación inferior.
- Desplazamiento en dirección X restringido, aplicado en la semicircunferencia superior del agujero superior.
- Desplazamiento en dirección Y restringido, aplicado en un vértice de cada una de las chapas que componen la probeta.
- Contacto no lineal sin fricción entre las chapas en la zona de solape.



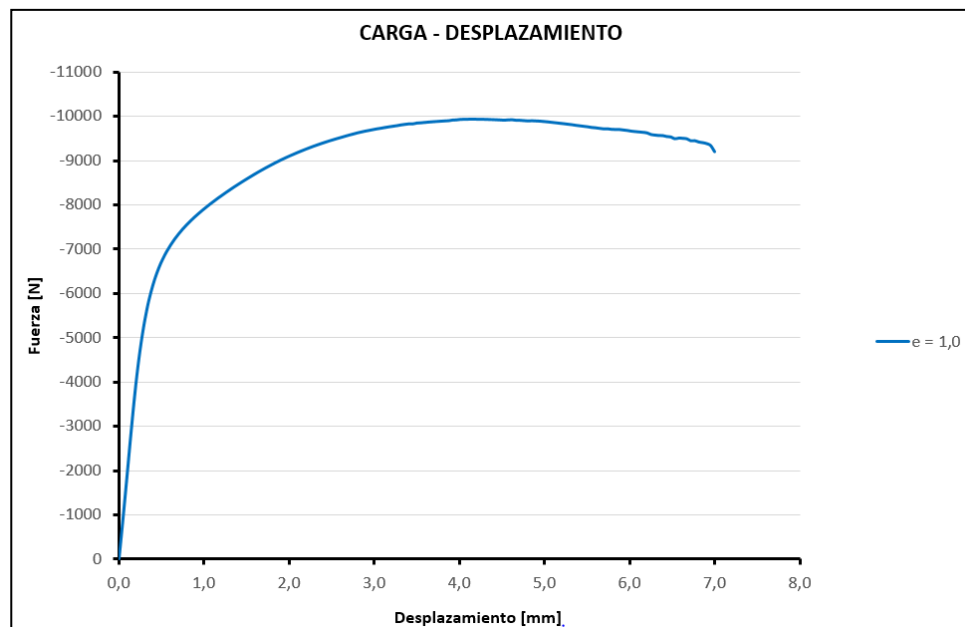
**Imagen 74:** Condiciones de contorno aplicadas a los modelo B, C y D.



*Imagen 75: Superficies de contacto entre chapas y punto de soldadura del modelo B.*

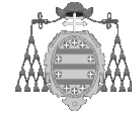
#### 4.1.2.5 ANÁLISIS DE RESULTADOS

En primer lugar se presentará la gráfica carga – desplazamiento obtenida para este modelo.

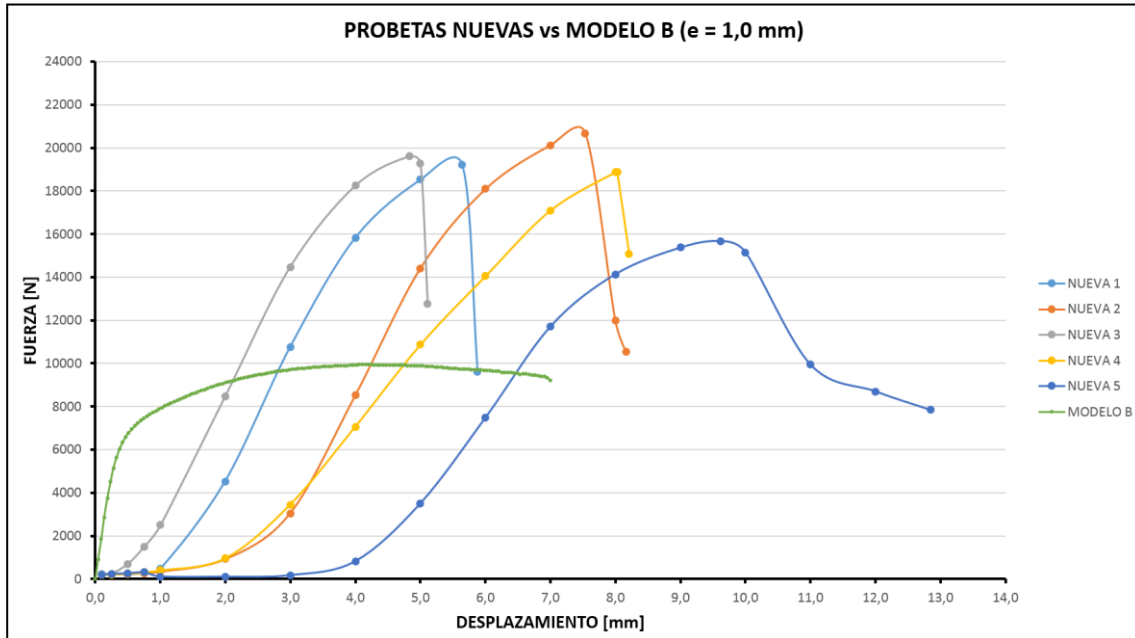


*Gráfica 58: Relación carga – desplazamiento para el modelo C con tamaño de elemento 1,0 mm.*

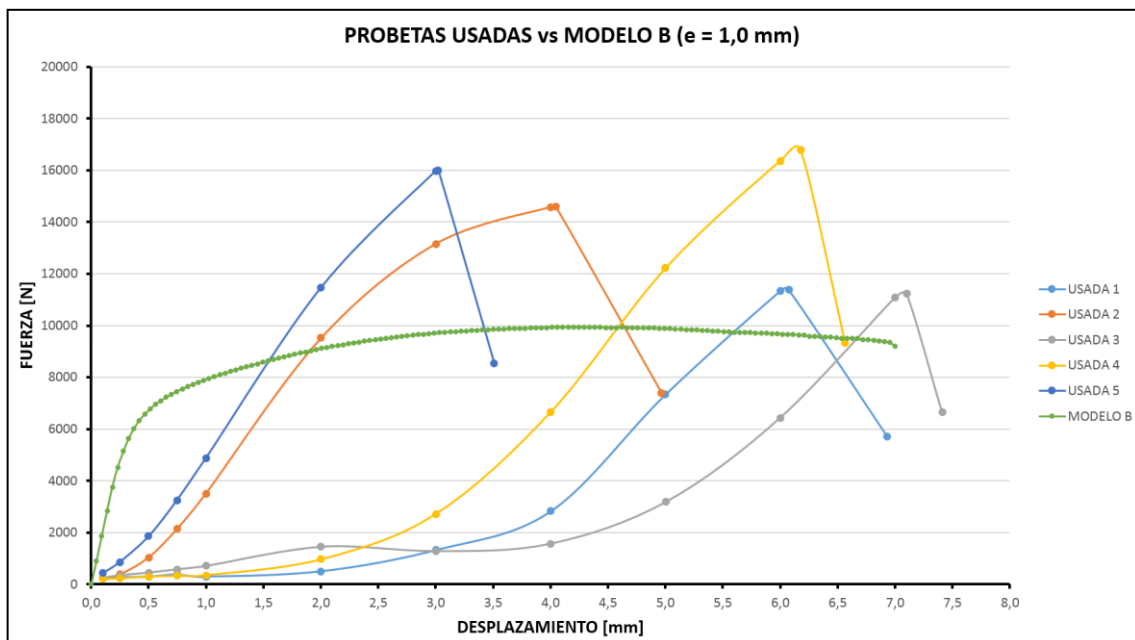
En este caso, la carga máxima obtenida es de 9939,7 N; para un desplazamiento de 4,1067 mm.



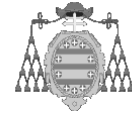
Para realizar una comparación más adecuada, se utilizarán los resultados de las probetas ensayadas.



Gráfica 59: Comparación del modelo B con las probetas nuevas (tamaño de elemento  $e = 1,0$  mm).



Gráfica 60: Comparación del modelo B con las probetas usadas (tamaño de elemento  $e = 1,0$  mm).

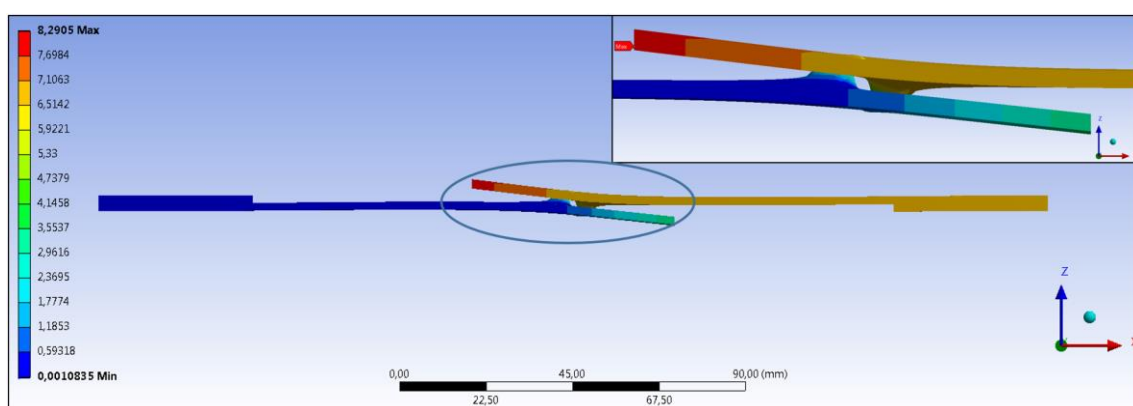


Tras la presentación de las gráficas anteriores, es evidente que el modelo no se ajusta adecuadamente al comportamiento de obtenido en los ensayos. Por un lado, la carga máxima obtenida es muy inferior a las recogidas por cualquiera de las probetas, tanto nuevas, como usadas, siendo esta diferencia más significativa para las probetas nuevas.

Por otro lado, y al igual que ocurría con el modelo A, la pendiente inicial de la gráfica para este modelo es mucho más acusada que las obtenidas en los ensayos. En parte, esto es debido probablemente al mismo efecto mencionado anteriormente, basado en que la transferencia real de carga en las probetas no se produce de forma inmediata, sino que en los estados iniciales del ensayo, el desplazamiento del actuador de la máquina de ensayo, no se transforma directamente en carga sobre la probeta.

Este efecto podría intentar corregirse en el modelo de cálculo, pero en este caso, la inclusión de los bulones y el correspondiente contacto no lineal entre éstos y los agujeros de la probeta (como se hizo en el modelo A), aporta graves problemas de convergencia al modelo, que aunque fuesen solventados, no traerían consigo una mejora sustancial del comportamiento inicial ni global de la curva carga – desplazamiento.

Si bien es cierto y al igual que ocurre en el resto de modelos, el estado de deformación global de la probeta simulada es muy similar a los obtenidos en los ensayos, como puede apreciarse en las siguientes imágenes.



**Imagen 76:** Vista lateral del desplazamiento con detalle de la zona de solape entre chapas [mm].



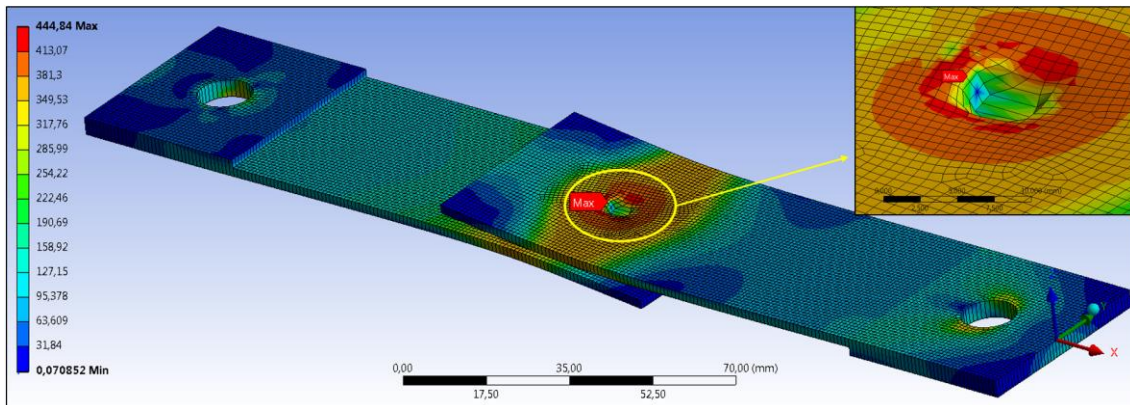


Imagen 78: Estado tensional (Von Mises) y detalle de la deformación de la malla en la zona del punto de soldadura [MPa].

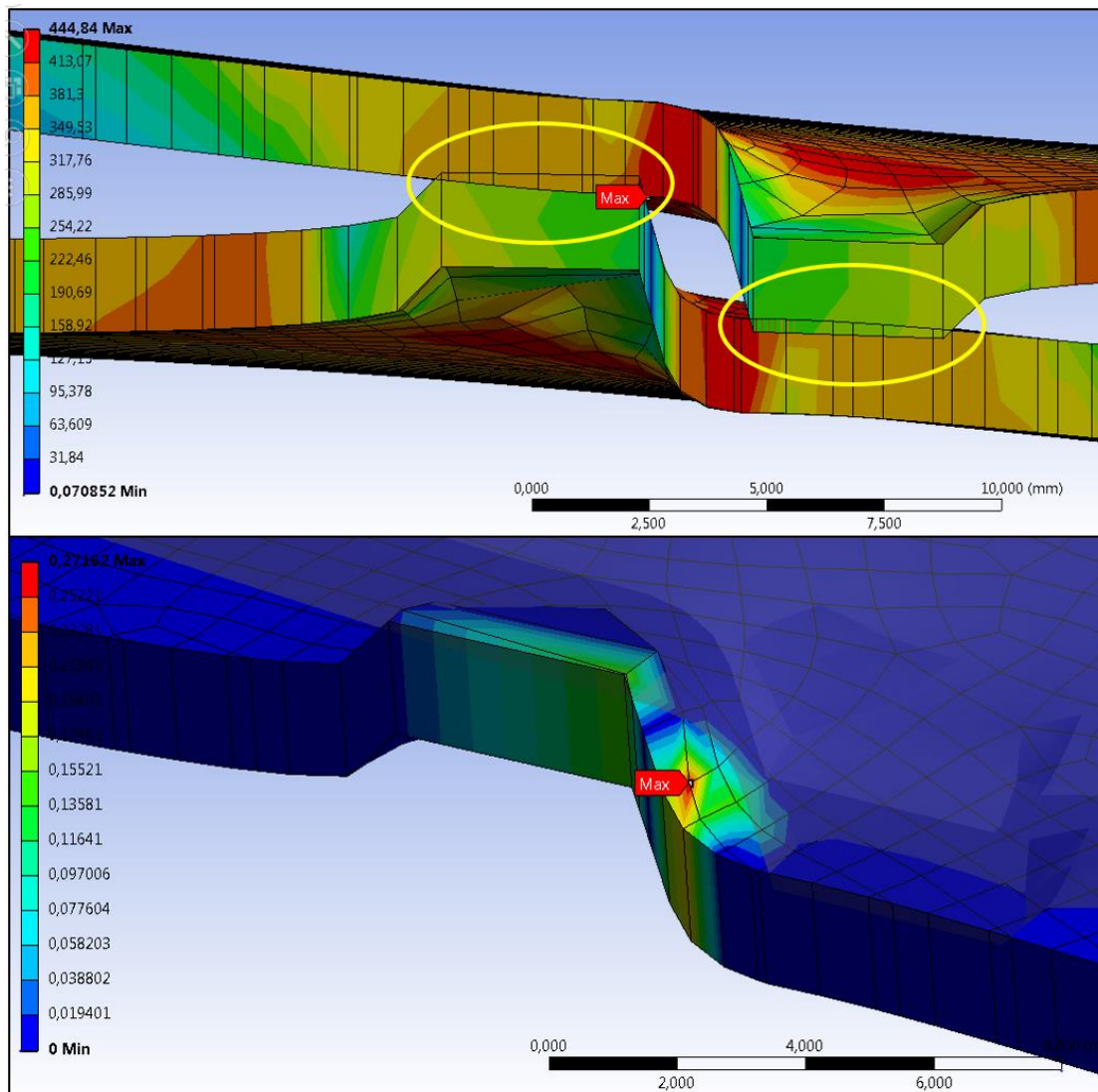
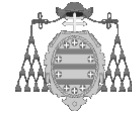


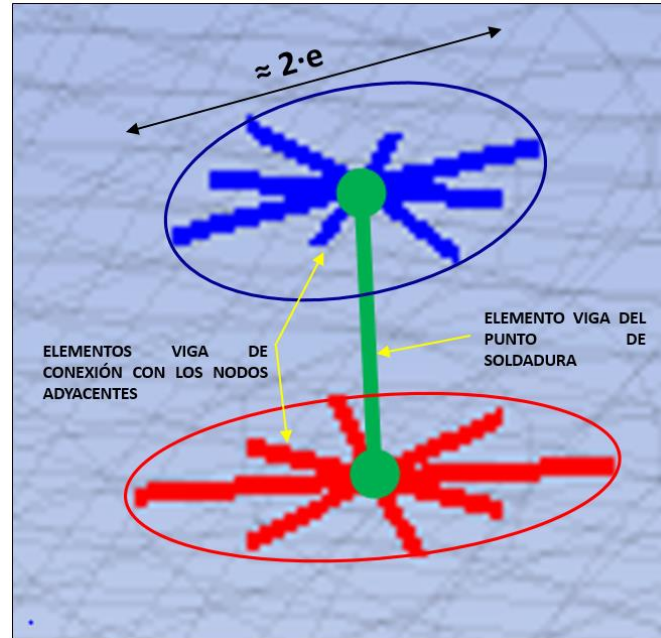
Imagen 77: Sección en detalle de la penetración en la zona del punto de soldadura.



Las imágenes anteriores muestran varios aspectos, que sin duda contribuyen a la disparidad de resultados obtenidos en este modelo:

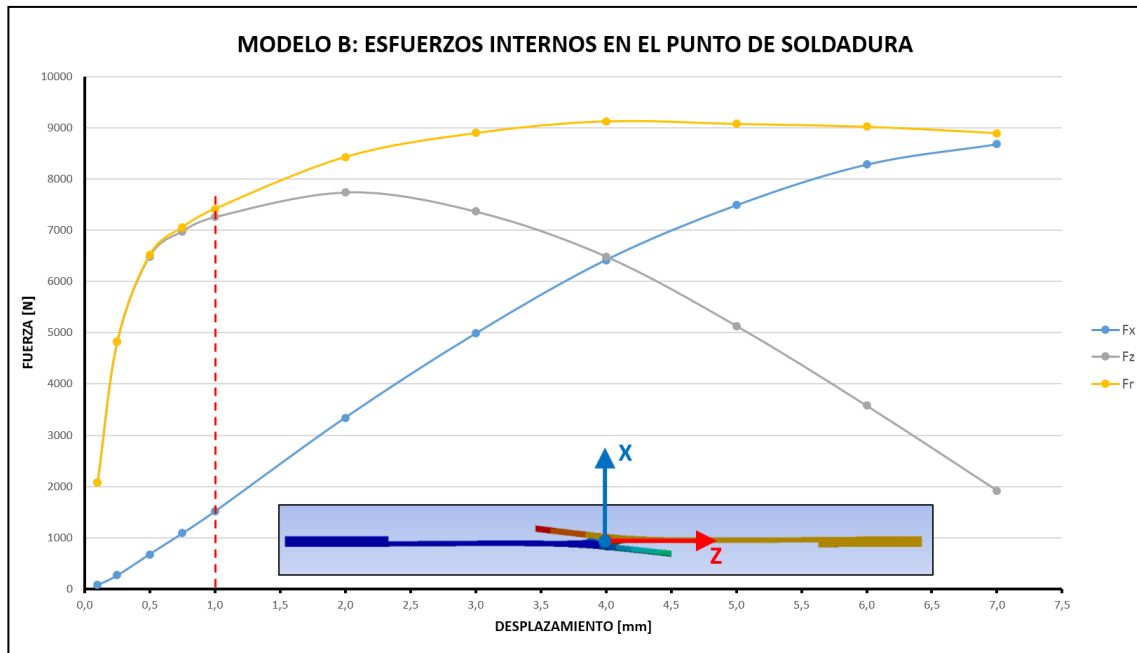
- Por un lado, en las inmediaciones del punto de soldadura se produce una distorsión muy importante de los elementos de la malla. Este efecto tiene repercusión tanto en los resultados, como en la convergencia. Además, tal distorsión produciría sin duda la rotura de dichos elementos y por tanto alteraría significativamente el comportamiento del modelo, así como de la carga absorbida. Sin embargo, este estudio, mucho más complejo, debe afrontarse con análisis explícitos, que requieren suposiciones en el comportamiento del material y del punto de soldadura, que no están claramente establecidos en este caso.
- A su vez, se ha detectado una penetración excesiva entre los elementos de ambas láminas, llegando a un máximo de 0,27 mm; lo que supone un 13,5% del espesor de las chapas. Este fenómeno conlleva una disminución importante de la carga que es capaz de absorber el modelo, puesto que parte de la carga que debería transmitir el punto de soldadura se pierde como consecuencia de la penetración entre elementos. Este fenómeno no ha podido evitarse para este mallado ( $e = 1,0$  mm); incluso aunque en el contacto entre láminas se han introducido formulaciones, que penalizan la penetración entre elementos.
- Finalmente, se ha monitorizado la carga que absorbe el elemento viga que representa al punto de soldadura, de manera que se ha obtenido la misma relación carga – desplazamiento, pero para el elemento viga correspondiente. Este estudio ha evidenciado el giro que se produce entre los nodos de unión de ambas chapas (los nodos extremos del elemento viga que forma el punto de soldadura).
- Como se ha mostrado anteriormente, la modelización del punto de soldadura conlleva la creación de elementos viga en cada chapa de la unión, cuya misión es conectar rígidamente cada nodo extremo del punto de soldadura con los nodos adyacentes en cada chapa. En este aspecto, el tamaño de la malla influye decisivamente en la capacidad de carga de la probeta, puesto que el área “afectada” por la unión sería aproximadamente

de 1,0 x 1,0 mm; frente a los 38,5 mm<sup>2</sup> de un punto de soldadura de 7,0 mm de diámetro.



*Imagen 79: Elementos viga de conexión con nodos adyacentes.*

Aunque en el modelo de cálculo se defina una sección correspondiente a la sección del punto de soldadura para el elemento viga correspondiente, la longitud de los elementos rígidos de conexión depende del tamaño de elemento utilizado en las chapas conectadas. Es decir, el diámetro asignado al elemento viga del punto de soldadura, no tiene repercusión alguna en la zona rigidizada por los elementos que conectan el nodo extremo de la viga con los nodos circundantes de cada chapa. Razón por la cual, una disminución en la densidad de la malla repercutirá favorablemente en el comportamiento del punto y, por tanto, en la capacidad de carga de la probeta, puesto que aumenta la rigidez global del modelo. Sin embargo, los errores cometidos en deformación y en tensión de las chapas aumentarán. Aunque cabe recordar, que en este ensayo se debe dar prioridad al comportamiento del punto de soldadura.



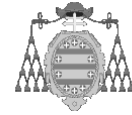
Gráfica 61: Evolución de esfuerzos internos en el punto de soldadura para el modelo B.

Como se observa en la gráfica anterior, la carga  $F_z$  que representa la fuerza de cortadura que absorbe el punto, aumenta con el desplazamiento aplicado, hasta que supera el milímetro de desplazamiento. A partir de este punto, el elemento viga que representa el punto de soldadura se orienta en función del giro de las chapas, decreciendo por esto la carga de cortadura progresivamente.

Por otro lado, el esfuerzo en la dirección longitudinal del punto de soldadura (eje axial del elemento viga), experimenta un crecimiento progresivo, que supera a la carga en el eje Z a partir de 4,0 mm de desplazamiento. En este punto, el giro de las chapas es prácticamente completo, de manera que en el punto de soldadura predominan los esfuerzos de tracción.

Del mismo modo, se presenta también la resultante de esfuerzos internos en el punto de soldadura, que coincide con la reacción en el apoyo representada anteriormente.

Aunque obviamente el giro es un efecto indeseado para este modelo de punto de soldadura, no conviene descartarlo, puesto que, como se observa, la influencia es más acusada cuanto mayores son los desplazamientos relativos entre chapas. Desplazamientos, a priori, que no se presentarán en las estructuras estudiadas, aunque si se apliquen en el ensayo de las probetas.



Una vez vistos estos resultados, puede establecerse, que con este modelo, para desplazamientos relativos entre chapas superiores a 1,0 mm; es necesario considerar el efecto del esfuerzo de tracción en el punto de soldadura.

#### 4.1.2.6 MODIFICACIONES SOBRE EL MODELO B

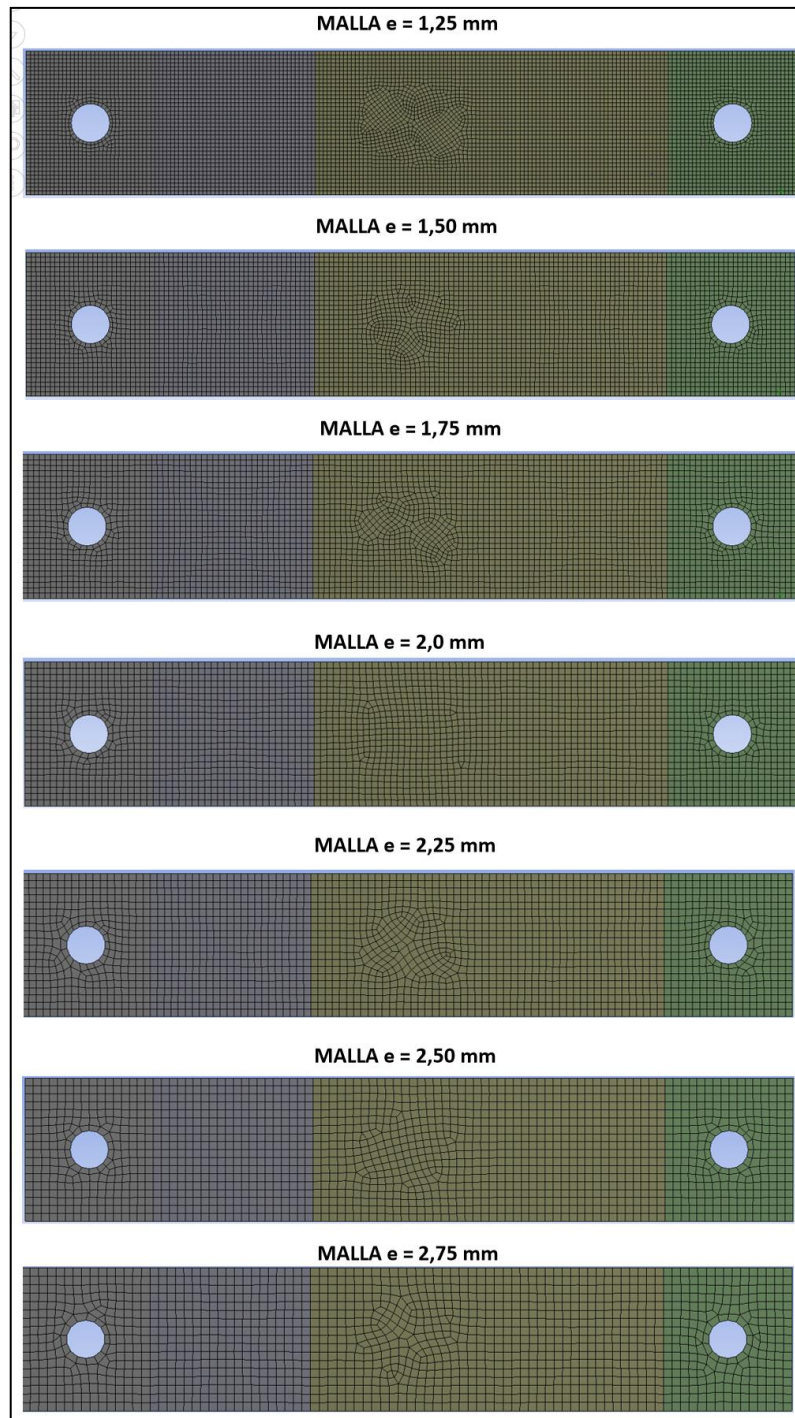
Como se ha expuesto, el modelo B inicialmente considerado presenta varios aspectos que deben mejorarse, con el fin de conseguir una mejor correlación de los resultados, en comparación con los obtenidos en los ensayos.

Recuérdese que en el modelo A se incluyeron los bulones en la modelización, para así intentar representar de manera más adecuada los primeros estados de la relación carga – desplazamiento. Sin embargo, por un lado, este aumento de la fidelidad del modelo no presentó una mejora de los resultados acorde con lo esperado. Por otro lado, en el caso del modelo B, para el que se han utilizado elementos lámina, la inclusión de estos cuerpos conlleva la gestión de contactos no lineales entre circunferencias tangentes, que presentan escasos nodos de conexión, circunstancia que dificulta enormemente la convergencia del modelo. Por estas razones, se ha preferido no incluir los bulones en el modelo de láminas.

Por el contrario, sí se ha apuntado otro cambio que tendría influencia directa en la mejora de resultados por varios aspectos. El aumento en el tamaño de los elementos de la malla repercutirá tanto en la rigidez global del modelo, como en la rigidez del punto de soldadura, como consecuencia del crecimiento de la zona afectada por los elementos rígidos explicados anteriormente.

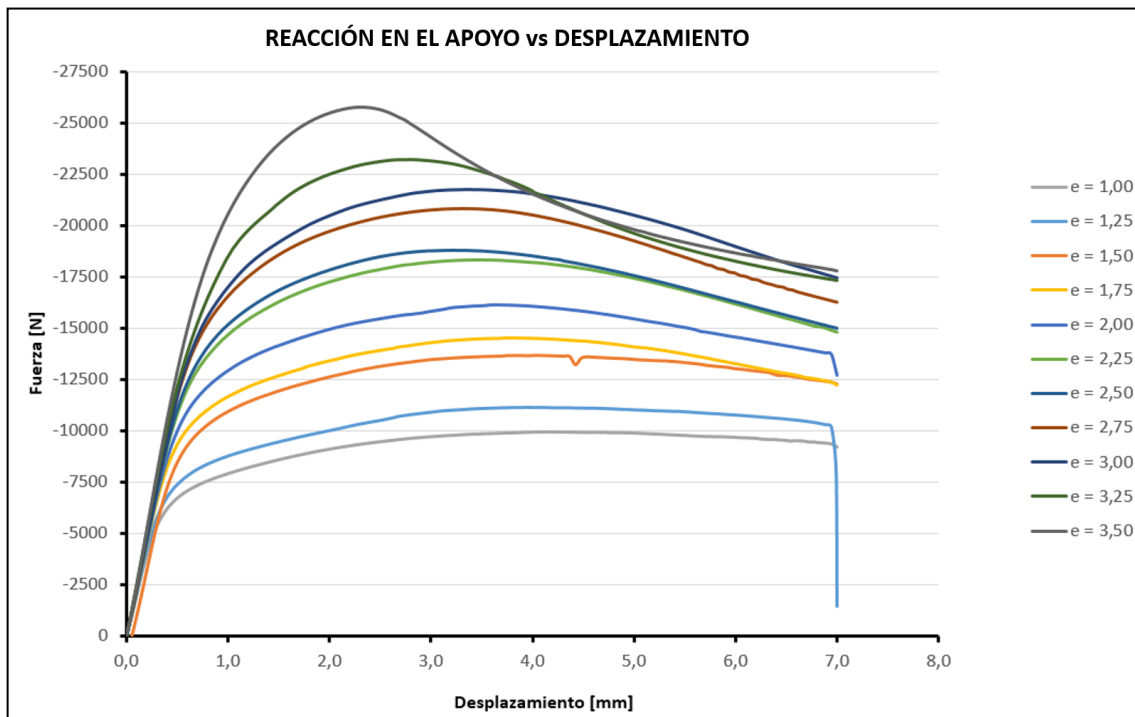
Además, el aumento del tamaño de la malla disminuirá la penetración entre los elementos de las chapas conectadas, de manera que toda la carga se transmitirá a través del punto de soldadura.

Para el estudio se tuvieron en cuenta incrementos de 0,25 mm en el tamaño de los elementos, partiendo desde 1,00 mm hasta 3,5 mm de tamaño máximo. Con estas premisas se estudió la reacción en el apoyo para 7,0 mm de desplazamiento, a la vez que se monitorizó la penetración entre elementos en las inmediaciones del punto de soldadura. No se varió ningún otro parámetro con respecto al modelo C inicial.



*Imagen 80: Detalle de densidades de mallado para varios tamaños de elemento.*

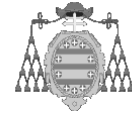
Los resultados obtenidos se muestran a continuación.



Gráfica 62: Variación de la relación carga – desplazamiento en el modelo B en función del tamaño del elemento.



Gráfica 63: Penetración en las inmediaciones del punto de soldadura en función del tamaño de elemento.

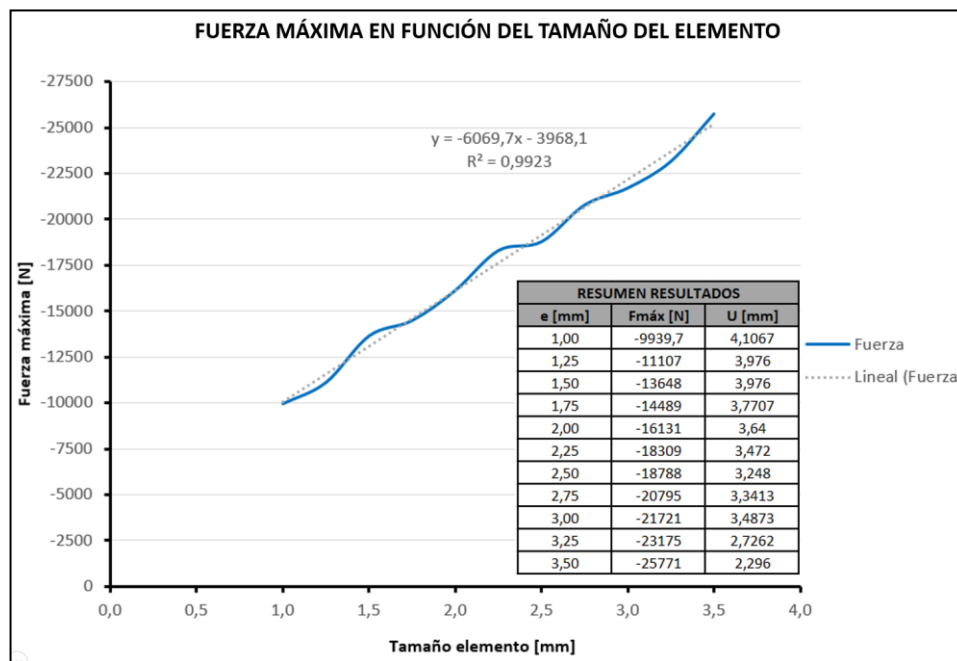


Como se observa en la primera gráfica de la página anterior, la relación carga – desplazamiento varía significativamente con el tamaño del elemento. El incremento en la rigidez global del modelo, como consecuencia de la disminución de la densidad de la malla, explica este comportamiento, con el consiguiente aumento en la carga máxima absorbida por el modelo.

Además, aunque la disminución de carga a partir del nivel máximo se produce para todos los tamaños estudiados, el decremento es más acusado, cuanto mayor es el tamaño de elemento usado. De hecho, para 3,50 mm de tamaño, se obtiene una curva con un decremento más acusado, aunque la carga máxima es ligeramente superior a las registradas en las probetas nuevas.

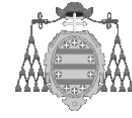
Por otro lado, en la segunda gráfica se observa el decremento de la penetración a medida que aumenta el tamaño de elemento. Obteniéndose penetraciones nulas para los tamaños 2,50; 2,75 y 3,00 mm. Tamaños para los cuales también se obtienen relaciones carga – desplazamiento similares a las registradas en las probetas nuevas, con cargas máximas muy cercanas a las de los ensayos.

En la gráfica siguiente se muestra la evolución de la carga máxima en el modelo en función del tamaño de elemento. A su vez, se presentan también los desplazamientos para los cuales se obtiene dicha carga.



Gráfica 64: Evolución de la carga máxima del modelo C con el tamaño de elemento y desplazamiento de ésta.



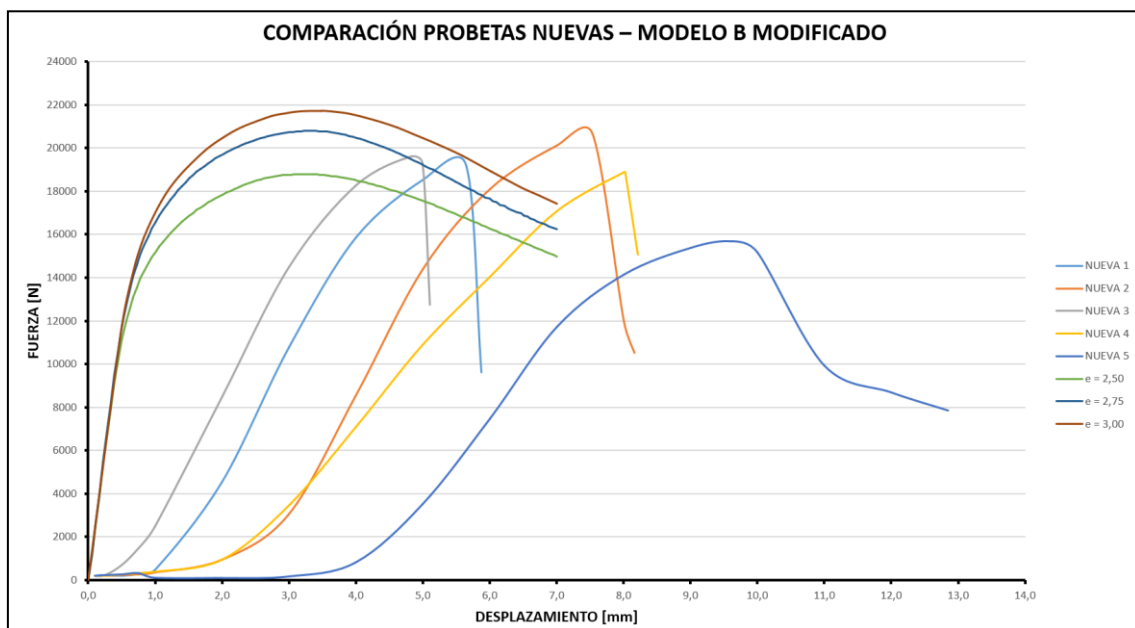


La tabla presentada en la gráfica anterior es también útil para estimar cual es el tamaño óptimo de elemento, que consigue mayor similitud en cuanto a las cargas máximas que soporta el modelo. Recuérdese que las cargas máximas obtenidas en los ensayos (junto con los desplazamientos correspondientes), se presentaron en las tablas 8 y 9 para probetas nuevas y probetas usadas respectivamente.

A partir de los ensayos se obtuvo la carga máxima promedio en cada tipo de probeta, con los siguientes resultados:

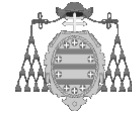
PROMEDIO DE CARGAS MÁXIMAS DE LOS ENSAYOS	
PROBETAS	Promedio $F_{m\acute{a}x}$ [N]
NUEVAS	18809,50
USADAS	14004,78

Tabla 19: Cargas máximas promedio para las probetas ensayadas.

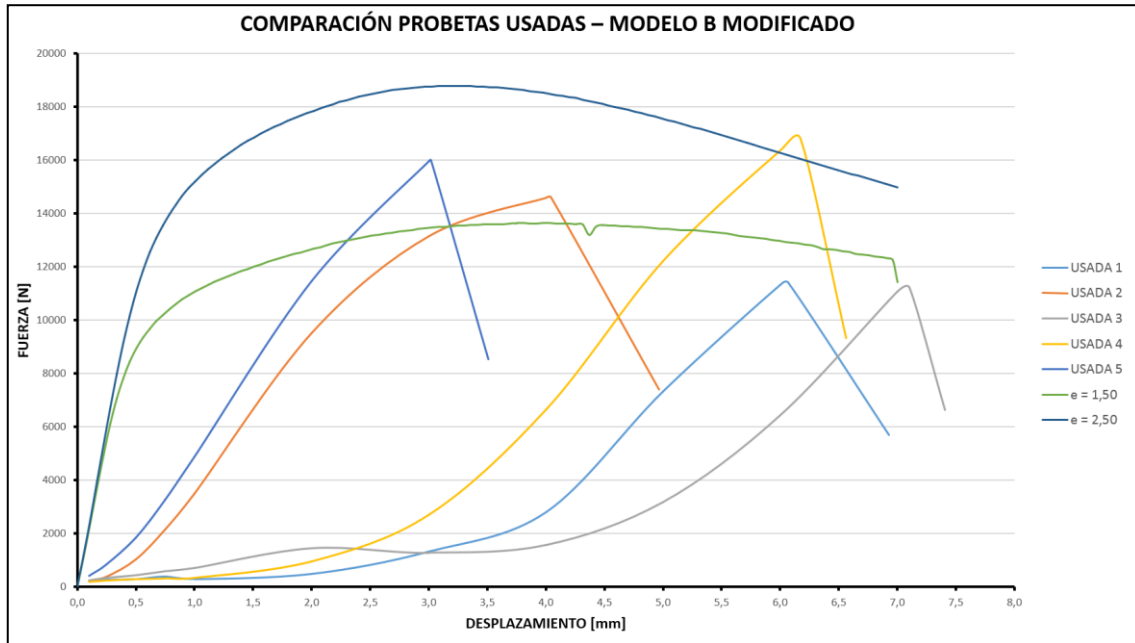


Gráfica 65: Comparación modelo B para  $e = 2,50; 2,75$  y  $3,00$  mm con las probetas nuevas.

Con esto, puede establecerse que para el caso de probetas nuevas, el tamaño de elemento que consigue un valor de carga máxima más cercano al promedio es de  $2,50$  mm, con  $18788$  N; lo que supone un  $0,11\%$  de error. Mientras que para las probetas usadas, el tamaño de elemento que mejores resultados arroja sería de  $1,50$  mm ( $13648$  N); con un  $2,55\%$  de error.



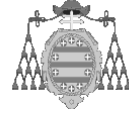
En la gráfica anterior, se muestran los resultados obtenidos para los tres tamaños de elemento, para los cuales se consigue una penetración nula, entre los cuales destaca el tamaño de 2,5 mm; para el cual se consigue mayor similitud con la carga máxima de los ensayos.



Gráfica 66: Comparación modelo B para  $e = 1,50$  y  $2,50$  mm con las probetas usadas.

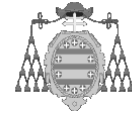
Para finalizar con este modelo de cálculo, es preciso destacar varios aspectos que se han ido viendo en este apartado, y que explican la validez de esta modelización de punto de soldadura para su uso en modelos más grandes:

- El giro del elemento viga que modeliza el punto de soldadura se produce para desplazamientos relativos muy elevados, que no se presentarán en la estructura global estudiada.
- Se han encontrado dos tamaños de malla, que ajustan bien los valores máximos obtenidos en probetas nuevas y usadas. En el caso del elemento de mayor tamaño (2,50 mm), cabe tener en cuenta, que en modelos más grandes como en la estructura ensayada, no será posible mallar con tamaños de elemento muy bajos, debido al enorme coste computacional que esto conllevaría, razón por la cual, el hecho de usar un elemento mayor (2,50 mm), en la zona de solape entre paneles plegados, ayudará a reducir el coste del problema, además de reportar resultados adecuados.



- 
- Finalmente, cabe destacar la gran facilidad y rapidez de modelización, con la consiguiente reducción de tiempo de pre-procesado en modelos más grandes.

Por todas estas razones, el modelo B será utilizado en el estudio de la estructura global ensayada.



### 4.1.3 MODELO C

#### 4.1.3.1 DESCRIPCIÓN GENERAL

Este modelo es idéntico al modelo anterior en todos los aspectos, excepto en la representación de la zona cubierta por el punto de soldadura. La geometría, las condiciones de contorno, el material y el tipo de elemento usado para la caracterización del punto de soldadura son idénticos a los usados en el modelo B.

Por ello, no se hará mención en este apartado a todos estos aspectos, que pueden ser consultados en el apartado anterior.

Sin embargo, existe una diferencia fundamental con el modelo B, que se encuentra en la zona cubierta o afectada por el punto de soldadura. En el modelo B, la zona rigidizada en las inmediaciones del punto de soldadura, estaba definida por los nodos circundantes al nodo extremo de la viga en cada chapa conectada. De manera que la densidad de la malla influía drásticamente en la capacidad de absorción de carga del modelo.

En el modelo C, la zona afectada o rigidizada por el punto de soldadura es una zona previamente definida durante la creación del mismo. Es decir, este modelo realiza una selección de elementos alrededor del nodo extremo del elemento viga, entre los cuales se crea un acoplamiento de movimiento entre los elementos seleccionados de las chapas y los nodos extremos del punto de soldadura, lo que origina que la fuerza transmitida a través del punto se distribuya en dichos elementos.

Con estas premisas, cabe pensar en la influencia que la densidad del mallado pueda tener en los resultados obtenidos con este modelo. En este caso, el aumento del tamaño de elemento tendrá como resultado un aumento de la superficie de elementos acoplados entre chapas, circunstancia que sin duda, repercutirá en los resultados.

Dentro de este apartado se estudiará el comportamiento del modelo y su validez para la correlación con los ensayos, teniendo en cuenta la variación del tamaño de elemento.

#### 4.1.3.2 MODELO

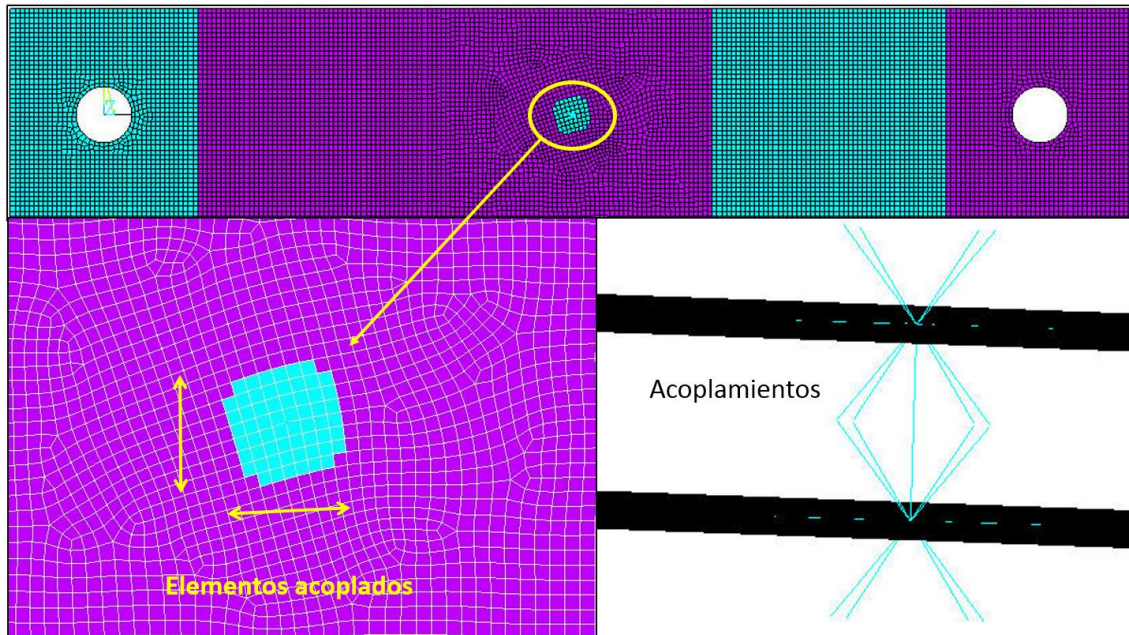


Imagen 81: Detalle de elementos acoplados en la definición del punto de soldadura del modelo C. Tamaño elemento = 1,0 mm

En la imagen anterior se muestra el modelo C con una malla con elementos de tamaño 1,0 mm. En ella se observa que la superficie de elementos acoplados está claramente definida y delimitada, lo que resulta en una superficie de transferencia de esfuerzos muy similar a la de una circunferencia de 7,0 mm de diámetro.

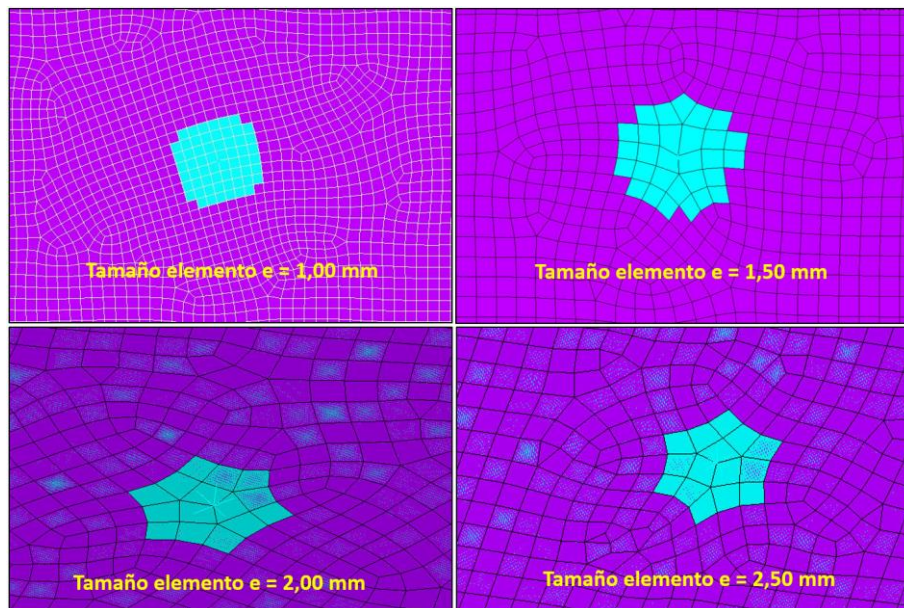
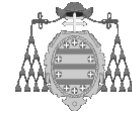
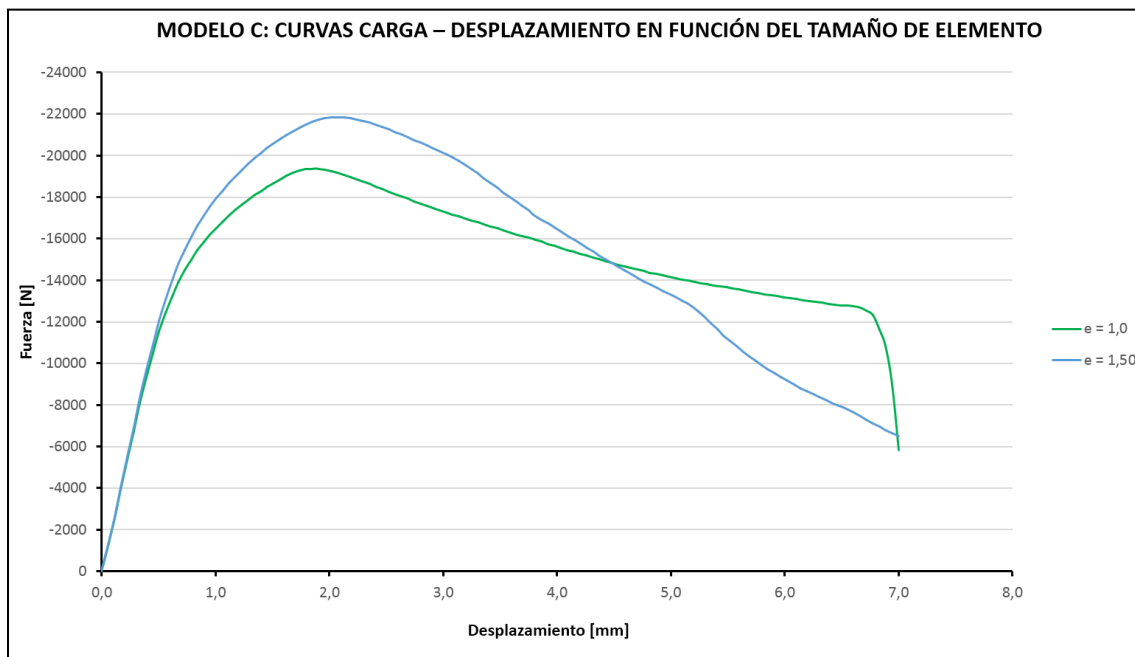


Imagen 82: Distorsión de la superficie de elementos acoplados en función del tamaño de elemento.



Sin embargo, al variar el tamaño de elemento de la malla, se obtienen superficies de acoplamiento no sólo más distorsionadas, como se muestra en la imagen anterior, sino que además, la superficie real acoplada aumenta considerablemente, doblando incluso a superficie deseada.

#### 4.1.3.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS



Gráfica 67: Variación de la relación carga – desplazamiento en el modelo C en función del tamaño de elemento.

La gráfica anterior muestra la curva carga – desplazamiento obtenida para dos tamaños de elemento (1,0 y 1,50 mm). Sólo se muestran estos dos resultados puesto que para tamaños de elemento superiores (2,0 y 2,50 mm), no ha sido posible converger los modelos sin realizar modificaciones sustanciales en los parámetros del cálculo, que alterarían los resultados y su comparación posterior con el resto de modelos.

De las dos curvas presentadas, destaca no sólo el aumento de la capacidad de carga, derivado de la mayor superficie de transferencia ( $e = 1,50$  mm), sino también el cambio en la propia morfología de la curva. De hecho, para el tamaño de 1,50 mm, la caída en la capacidad de carga se produce de manera mucho más acusada tras alcanzar el valor máximo, mientras que en el modelo con malla más densa, este decremento es mucho más paulatino, aunque presenta un abrupto cambio para el máximo desplazamiento.

RESUMEN DE RESULTADOS MODELO C		
TAMAÑO ELEMENTO [mm]	CARGA MÁXIMA [N]	DESPLAZAMIENTO [mm]
1,00	-19366	1,848
1,50	-21844	2,072

Tabla 20: Resumen de resultados del modelo C.

Recuérdese que la carga máxima obtenida para las probetas nuevas fue de 18809 N, con lo que el error cometido con el modelo C para 1,0 mm de tamaño de elemento se sitúa en un 2,96%.

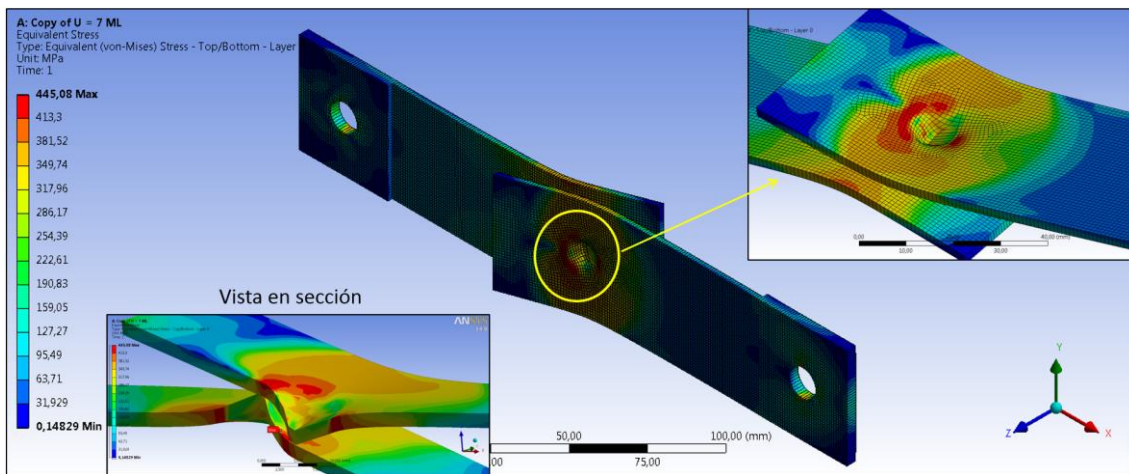


Imagen 83: Tensiones de Von Mises modelo C [MPa]. Tamaño elemento  $e = 1,0$  mm. Vistas en detalle y sección.

En la imagen anterior se muestran las tensiones obtenidas para el modelo con tamaño de elemento de 1,0 mm; además de una vista en sección de la zona del punto de soldadura, en la que se aprecia el estrechamiento de las chapas en las inmediaciones del punto.

Por otro lado, se presenta el detalle de tensiones y la deformación del mallado en el punto de soldadura, pudiéndose apreciar la distorsión que experimentan los elementos de la zona. Entre otros aspectos, esta distorsión contribuye a generar los problemas de convergencia encontrados en los modelos con tamaños de elemento mayores. Cabe destacar, que ante tal distorsión, cabe plantearse la posibilidad de llevar a cabo un análisis explícito, que considere la posible rotura de los elementos con grandes deformaciones.

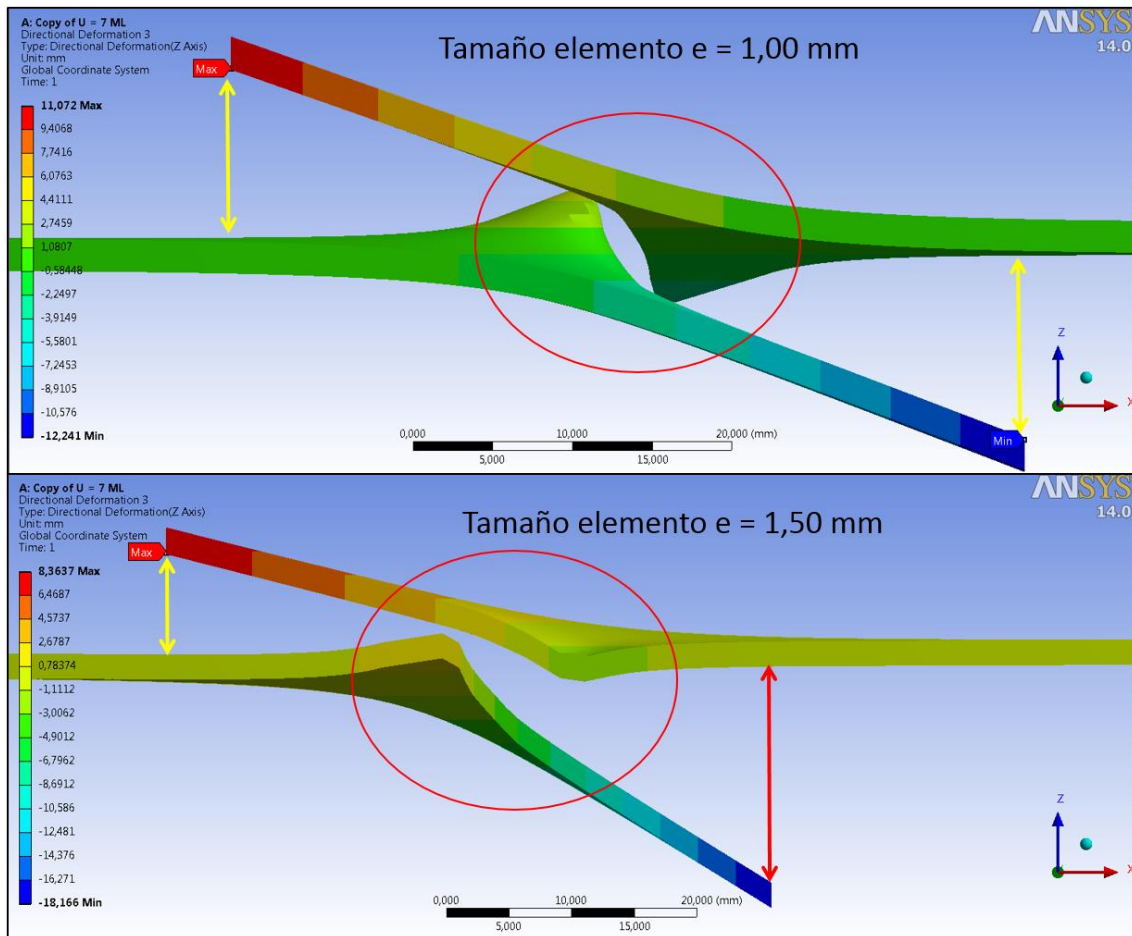
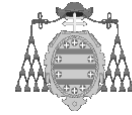


Imagen 84: Comparación de desplazamientos en la zona central entre los mallados de 1,00 y 1,50 mm.

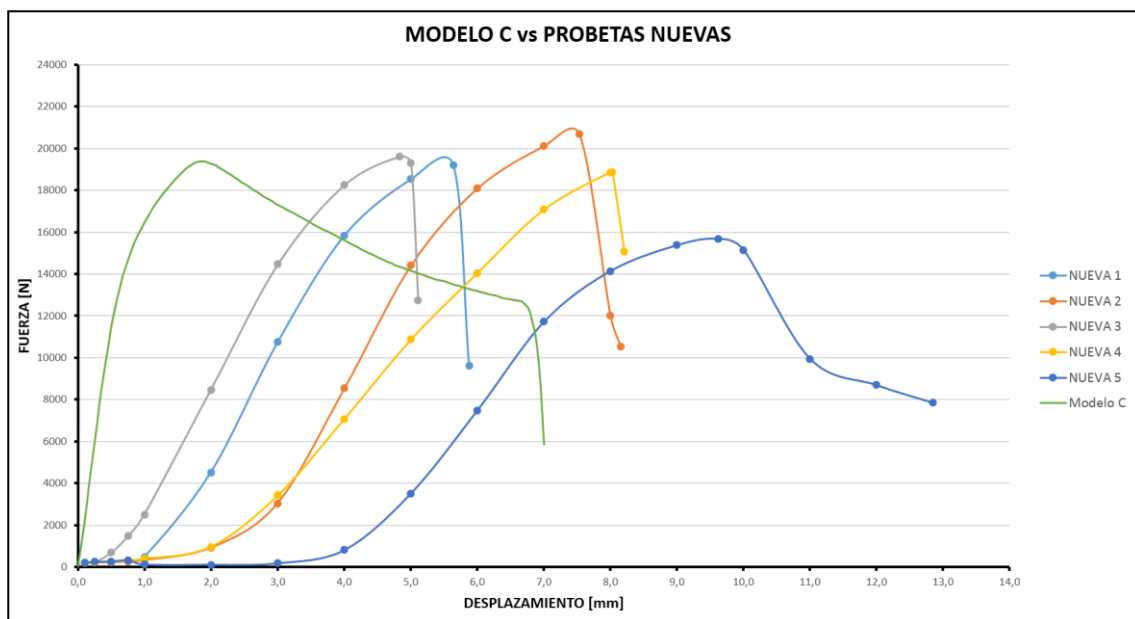
En la imagen anterior se muestra también la diferencia de desplazamiento relativo que sufren las chapas en la zona central de la probeta, con el aumento en el tamaño del elemento. Se observa que la chapa fija (izquierda), experimenta un aumento desplazamiento transversal en su extremo de 6 mm aproximadamente, con tan sólo aumentar 0,5 mm el tamaño del elemento.

Adicionalmente, se observa que en la zona de unión, las chapas del modelo con  $e = 1,50$  mm; experimentan un desplazamiento. Tanto este fenómeno, como el anteriormente mencionado, se producen porque al aumentar el tamaño de elemento, aumenta la superficie de transferencia de carga entre las chapas, como se explicó anteriormente, de manera que el giro relativo que sufren las chapas en la zona de unión (punto de soldadura), es también mayor.





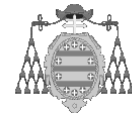
Finalmente, tras el análisis presentado para este modelo, parece claro que para el caso de un tamaño de elemento reducido (1,0 mm); la comparación de los resultados obtenidos con los ensayos es bastante buena, sobre todo si se toma como base la diferencia con las cargas máximas, y salvando claro está las diferencias encontradas en la relación carga – desplazamiento de los ensayos para bajos desplazamientos, que también aparecen en el resto de modelos propuestos.



Gráfica 68: Comparación de la relación carga – desplazamiento entre probetas nuevas y el modelo C.

Con esto, cabe pensar que el modelo C resulta adecuado para reproducir el comportamiento del ensayo del punto de soldadura. Sin embargo, su uso en modelos más grandes, con muchos más puntos y que no permitan un mallado tan denso como el usado en este caso, puede traer consigo problemas tanto de convergencia, como de validez, puesto que el aumento del tamaño del elemento conlleva un incremento apreciable de la capacidad de carga del punto de soldadura.

Es por esto, que este modelo resulta adecuado siempre que se pueda abordar el problema desde un punto de vista computacional, debido a la alta densidad de mallado que requiere, pero se desaconseja su uso si se implementa en modelos mayores, en los que no pueda respetarse esta premisa, en los que además, debe tenerse en cuenta el aumento en el tiempo de pre-procesado del modelo, con respecto al modelo B.

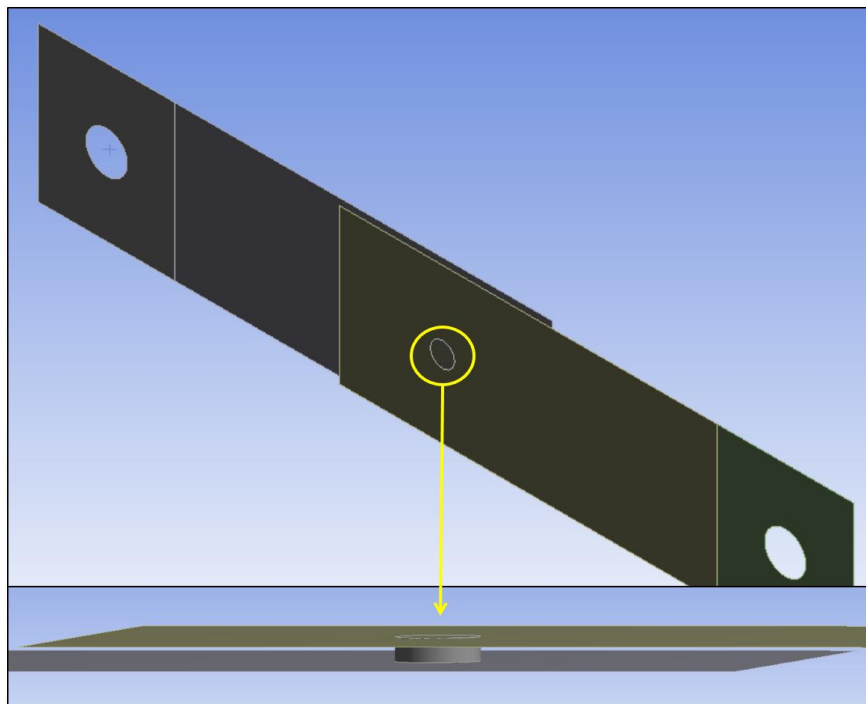


#### 4.1.4 MODELO D

##### 4.1.4.1 DESCRIPCIÓN GENERAL

Al igual que lo dos modelos anteriores, este modelo utiliza elementos lámina para las chapas de las probetas, con idéntica consideración en la definición del contacto no lineal entre chapas en la zona de solape. La diferencia en este caso, se encuentra en la representación del punto de soldadura. Si bien en los modelos B y C, el punto se modelizaba por medio de un elemento viga que conectaba ambas chapas, en este caso, se sustituye dicha viga por un disco sólido tridimensional, que se malla con elementos sólidos.

En [12] se usa un modelo similar para correlación con ensayos de resistencia a cortadura de puntos de soldadura en chapas de acero de alta aleación. En este caso, se considera este modelo dentro de los posibles candidatos por su facilidad en el pre-procesado, y porque a priori, parece que esta representación puede aproximarse bastante bien al comportamiento real. Sin embargo, presenta también aspectos importantes en contra, como el aumento significativo del número de nodos (el disco se malla con elementos sólidos), o la gestión de los contactos entre el disco y las chapas, que en modelos grandes, puede resultar costosa sino se hace con atención.



*Imagen 85: Modelo D con detalle del disco sólido para el punto de soldadura.*

#### 4.1.4.2 MODELO

Del mismo modo, las condiciones de contorno aplicadas a este modelo son idénticas a las descritas para el modelo B, que también se aplicaron al modelo C, y que por tanto pueden ser consultadas en el apartado correspondiente. A su vez, el material multilínea definido anteriormente, también será utilizado en este modelo.

En cuanto al mallado, para las chapas se utiliza el elemento “*Shell181*”, ya utilizado en los modelos B y C, mientras que para el disco se utilizan elementos sólidos “*Solid186*”.

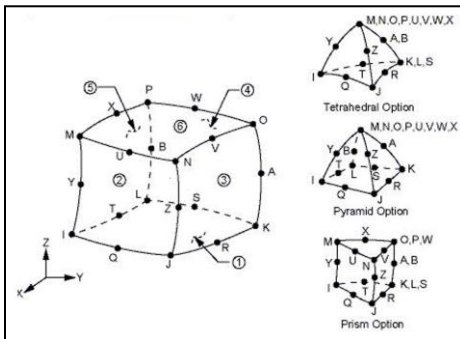


Imagen 86: Elemento Solid186.

Se trata en este caso de un elemento tridimensional de alto orden con 20 nodos, que presenta por tanto funciones de desplazamiento cuadráticas. En cada nodo posee tres grados de libertad (desplazamientos en X; Y; Z); soportando plasticidad, hiperelasticidad, fluencia, endurecimiento por deformación, así como grandes deformaciones [14].

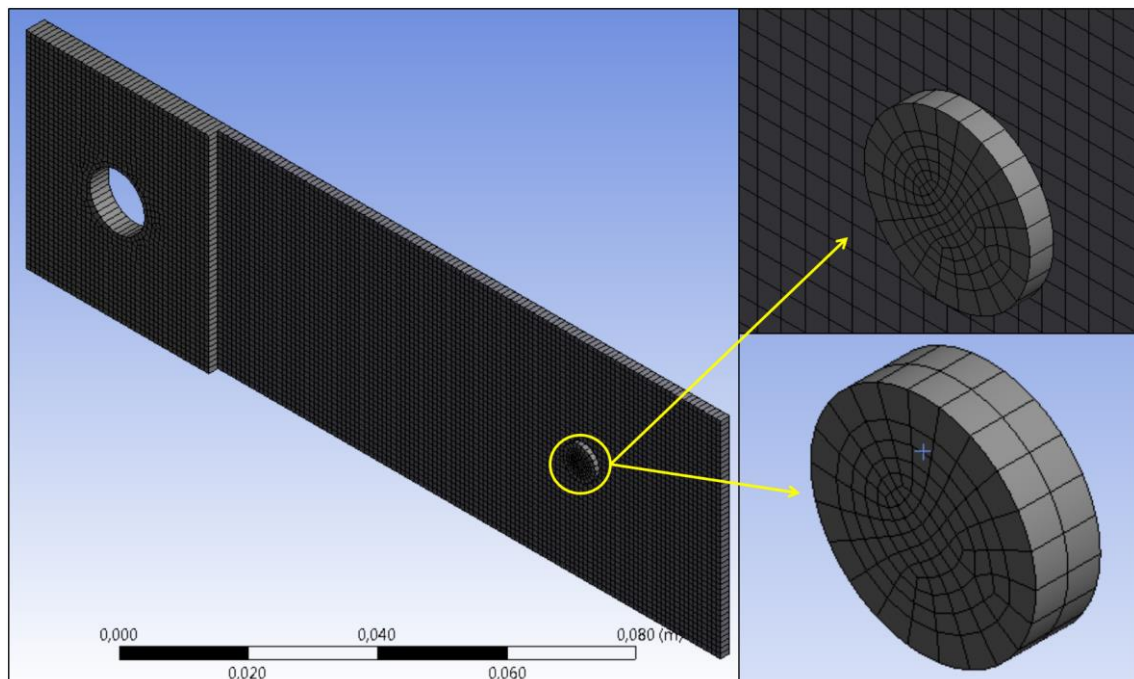


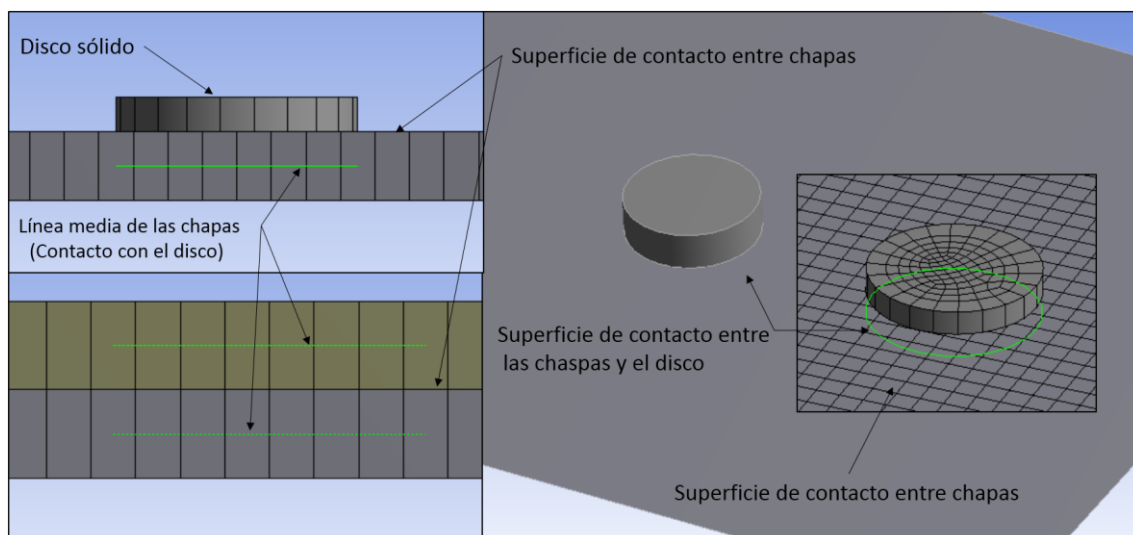
Imagen 87: Mallado de una de las chapas de la probeta y detalle del disco sólido.

Las características generales de la malla para el modelo D, considerando un tamaño de elemento de 1,0 mm; se muestran en la siguiente tabla.

DATOS GENERALES DE LA MALLA PARA EL MODELO D	
NODOS	15119
ELEMENTOS	13537

*Tabla 21: Datos generales de la malla para el modelo D.*

Esto supone un 8,3% de incremento en el número de nodos con respecto a los modelos B y C para el mismo tamaño de elemento. A priori, no parece un incremento significativo, pero hay que tener en cuenta que se usará también un modelo de material multilínea, tanto en las chapas, como en el disco, por lo que un leve incremento en el número de nodos puede traer consigo un aumento considerable de las iteraciones, puesto que se espera que el disco sobrepase el límite elástico ampliamente.

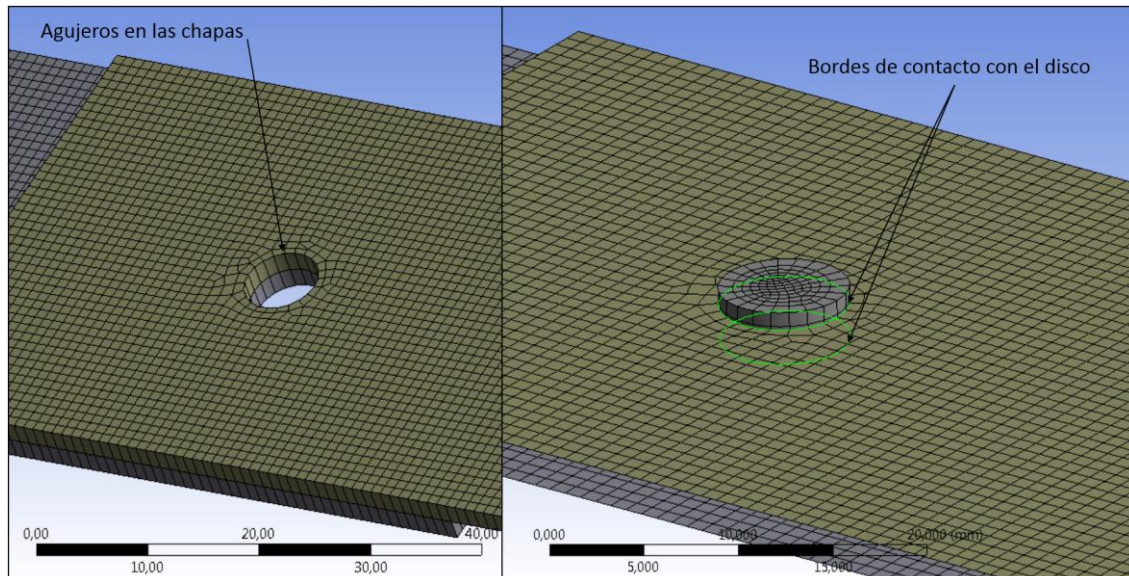


*Imagen 88: Modelo D1. Detalle de las superficies de contacto entre chapas y disco.*

En la imagen anterior puede observarse en detalle entre qué superficies tiene lugar el contacto entre las chapas y el disco. Como se ve, el contacto se produce en la línea media de las chapas, y no en la superficie real de contacto entre éstas.

Aunque esta característica no es deseable (causada lógicamente por la geometría del modelo), no hay que olvidar que se busca el compromiso entre la validez de éste y la reducción de los tiempos de pre-procesado, cálculo y post-procesado. Naturalmente, podrían hacerse modificaciones sobre el modelo, una de las cuales sería por ejemplo, la eliminación de la chapa en la zona de contacto con el disco, de manera que éste rellenaría el hueco en ambas chapas, estableciéndose entonces el contacto entre la cara

cilíndrica del disco y los bordes de los agujeros creados en las chapas, como se muestra en la imagen siguiente.



*Imagen 89: Modelo D2. Unión entre el disco y las chapas.*

Sin embargo, esta alternativa ofrece varios problemas, que se comentan a continuación:

- El tiempo de pre-procesado aumenta, pues es necesario crear los agujeros en las chapas. En un modelo con gran número de puntos de soldadura, esto puede ser complicado.
- La gestión posterior de los contactos entre los bordes de los agujeros en las chapas y la cara cilíndrica del disco puede resultar complicada y consumir gran cantidad de tiempo. Si bien es cierto, el software utilizado es capaz de gestionar dichos contactos de forma automática, pero hará esto tanto para estos contactos, como para el resto de contactos línea-superficie presentes en el modelo geométrico, lo que puede complicar considerablemente la gestión del modelo, sobre todo si se trata de un modelo grande. Además, este modelo dificultaría el post-procesado de resultados a la hora de obtener los esfuerzos internos en los puntos de soldadura.
- Finalmente, los resultados de las simulaciones llevadas a cabo con esta alternativa revelan una elevada distorsión de los elementos presentes en los bordes de contacto de las chapas, lo que por un lado falsea los

resultados y por otro, provoca graves problemas de convergencia. Para solucionar este problema, debe recurrirse a mallas extremadamente densas en los bordes de contacto, lo que aumenta considerablemente el coste computacional del problema, sobre todo en modelos grandes.

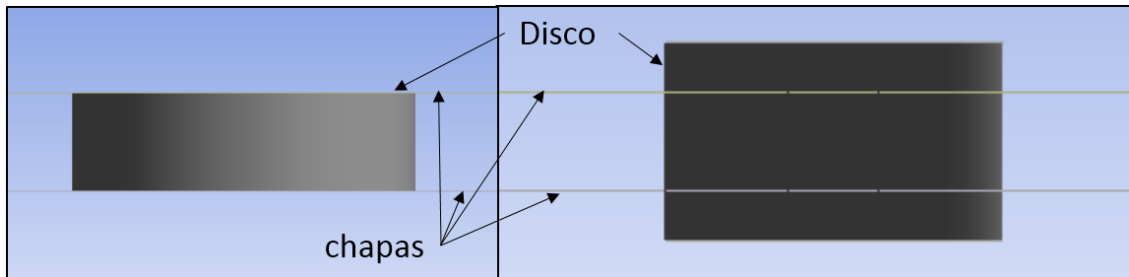


Imagen 90: Diferencia entre las dos alternativas del modelo D planteadas. (Modelos D1 y D2).

#### 4.1.4.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Se presentan a continuación los resultados obtenidos para alternativa inicialmente propuesta para el modelo D1, en la que el contacto entre chapas y disco se produce en la línea media de éstas.

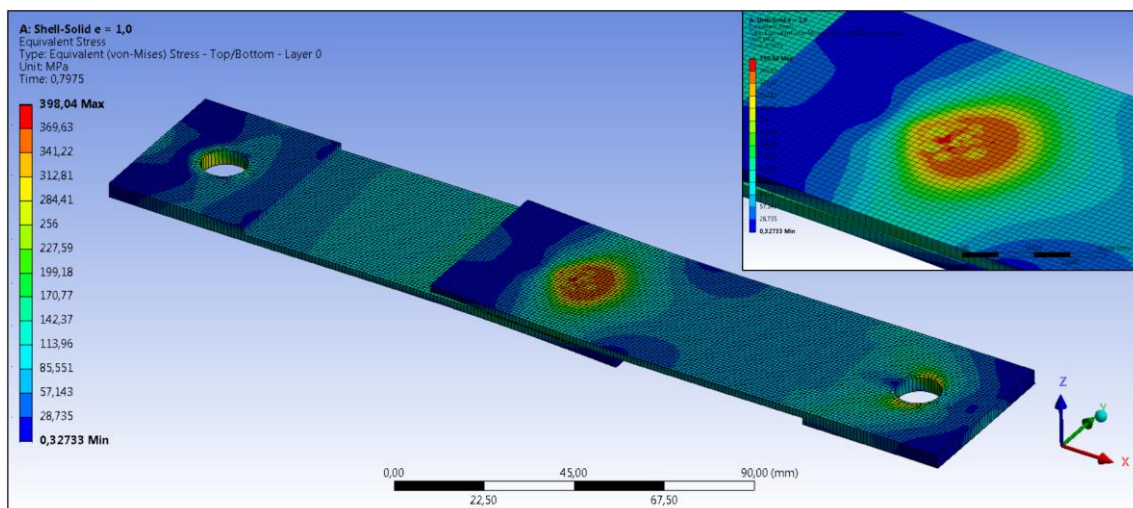


Imagen 91: Tensiones de Von Mises para el modelo D [MPa]. Tamaño de elemento  $e = 1,00$  mm.

De los resultados obtenidos con este modelo, llama la atención el valor de la tensión máxima en la zona del punto de soldadura. Si bien en los modelos B y C, la tensión en esta zona era mucho mayor, cercana al límite de rotura del material, en este

caso la tensión se sitúa en valores ligeramente superiores al límite elástico de las chapas. Claro está que la zona de transmisión es ahora mucho más amplia (disco sólido).

Además, se observa que el desplazamiento relativo entre las chapas de la probeta es significativamente inferior a los obtenidos tanto en los ensayos, como en los modelos anteriores.

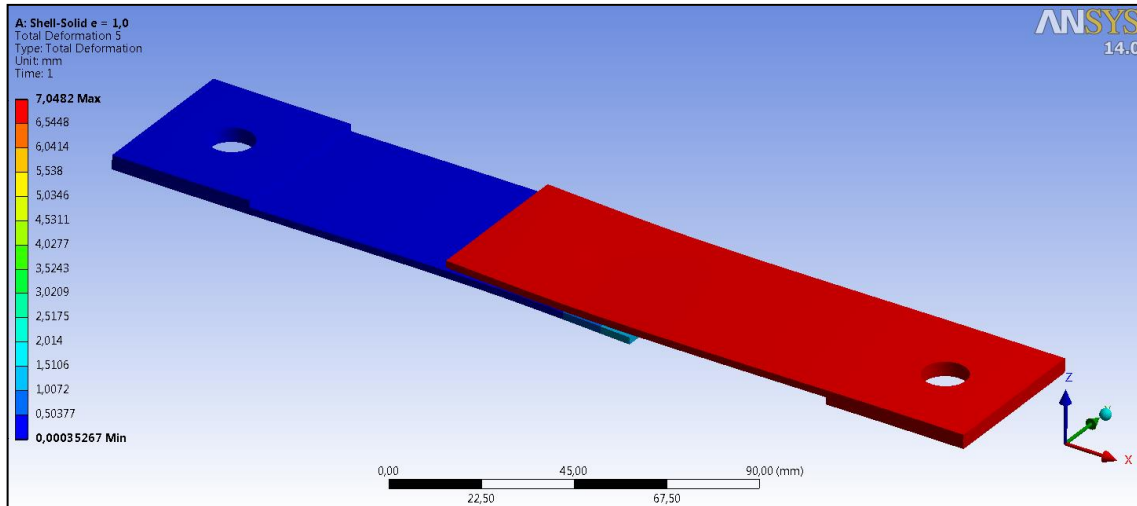


Imagen 92: Desplazamiento global de las chapas para el modelo D1 [mm].

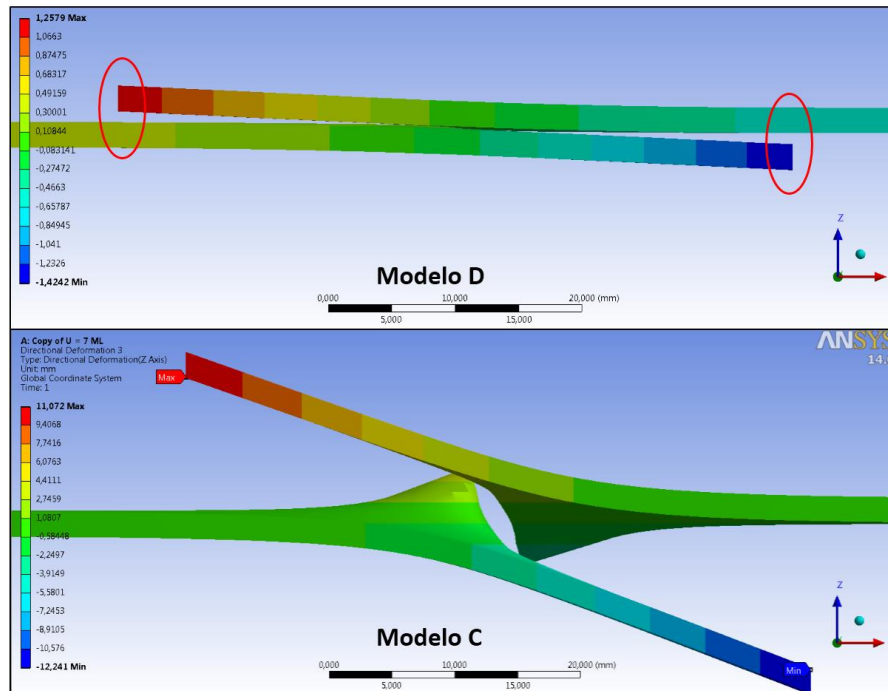
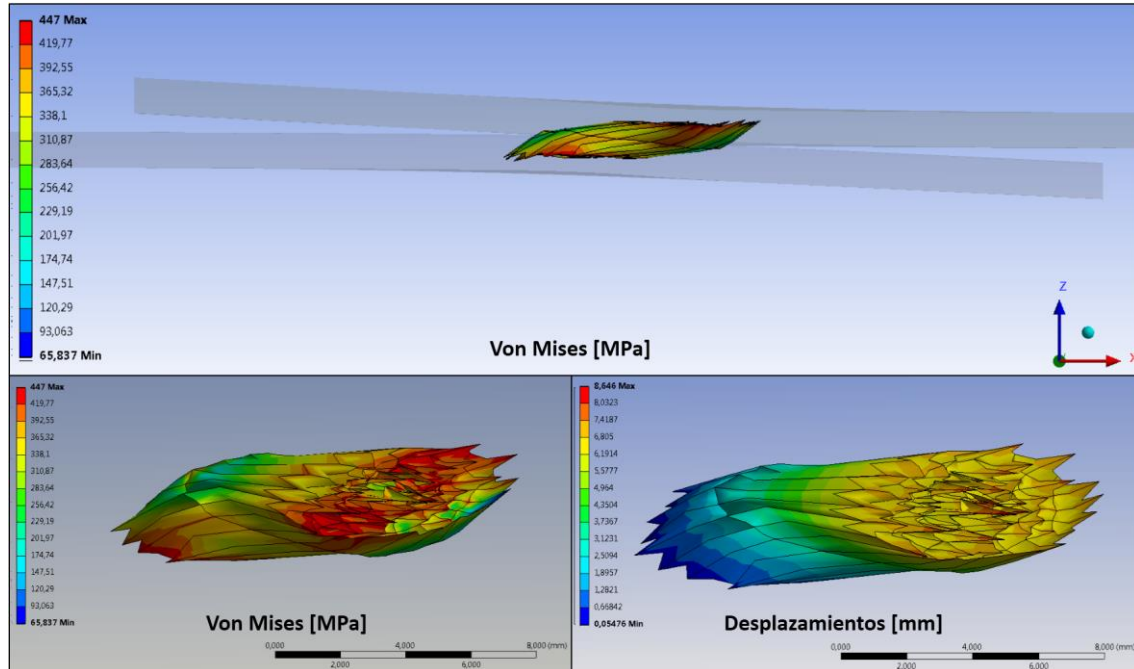


Imagen 93: Comparativa de los desplazamientos verticales (Z) [mm], para los modelos C y D.

Para intentar explicar estos efectos, es necesario estudiar el comportamiento del disco sólido usado para representar el punto de soldadura.

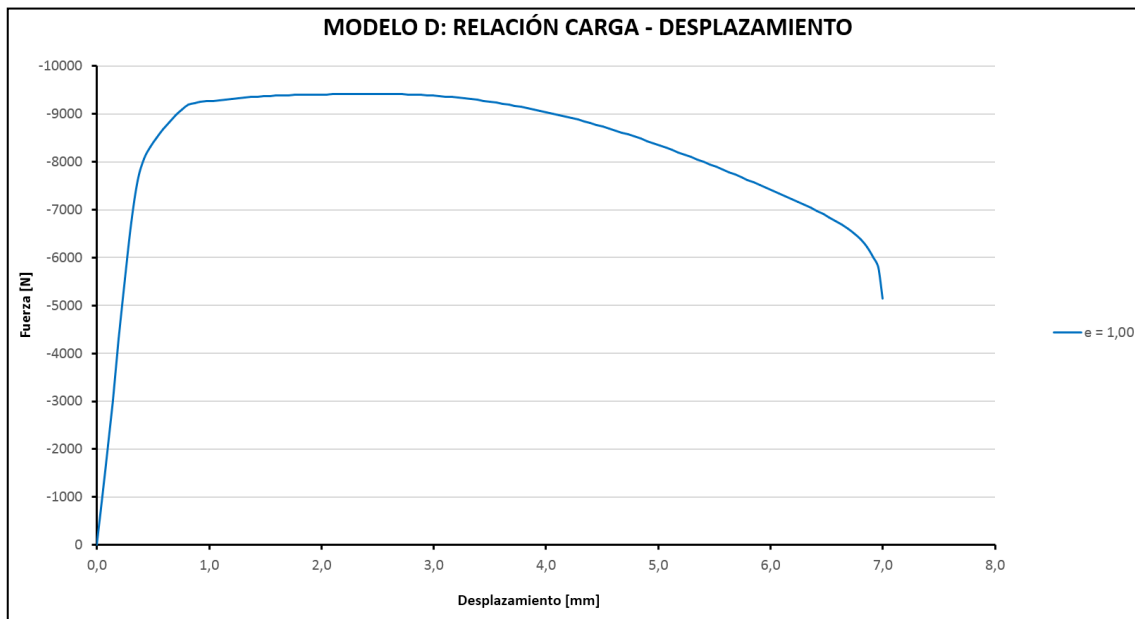
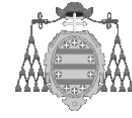


*Imagen 94: Detalles de tensiones de Von Mises [MPa] y desplazamientos en el disco [mm].*

En la imagen anterior se aprecia claramente la causa de los dos fenómenos comentados anteriormente. En primer lugar, como era de esperar, las tensiones máximas no se producen en las chapas, sino en el disco. Ubicándose éstas en las superficies de contacto, a través de las cuales se transmite toda la carga.

Por otro lado, es fácil ver que el disco sufre una deformación muy significativa, con la consiguiente distorsión de los elementos a él asociados. Aunque en este caso, el modelo no presenta problemas de convergencia, si es cierto que la influencia en el modelo es muy elevada, no solo en cuanto al desplazamiento relativo entre chapas, sino también en cuanto a la capacidad de carga del punto, que se puede observar en la siguiente gráfica.





Gráfica 69: Relación carga – desplazamiento para el modelo D1. Tamaño de elemento  $e = 1,0$  mm.

RESULTADOS EN FUNCIÓN DEL TAMAÑO DE ELEMENTO		
Tamaño elemento $e$ [mm]	$F_{\text{máx}}$ [N]	$U$ [mm]
1,00	-9416,80	2,32
1,50	-9029,40	0,98
2,00	-9101,30	0,90
2,50	-8747,70	0,90
3,00	-8197,00	0,81

Tabla 22: Cargas máximas y desplazamiento asociado para el modelo D1 en función del tamaño de elemento.

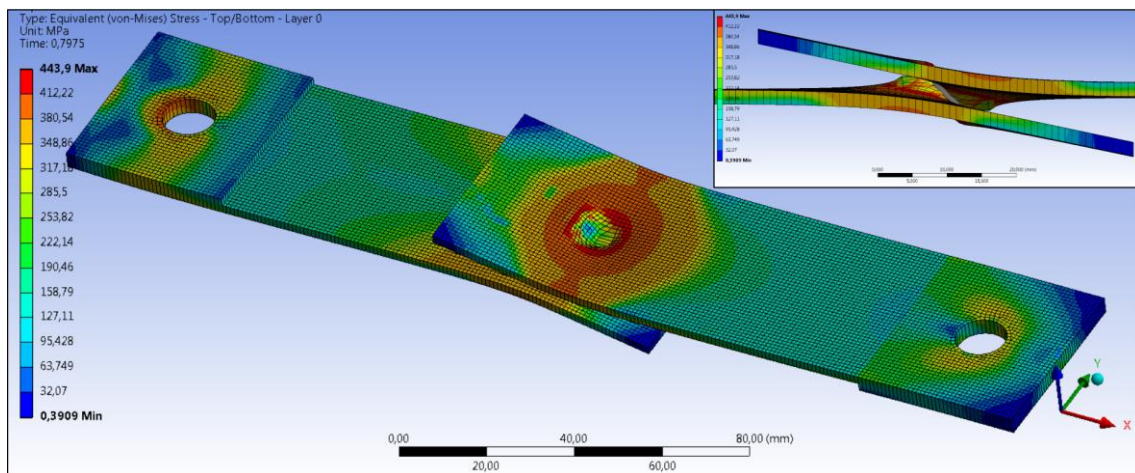
Se observa que la carga máxima que absorbe el punto se da para el menor tamaño de elemento ( $e = 1,00$  mm); siendo ésta bastante inferior a las obtenidas tanto en probetas nuevas como usadas. Además, al contrario de lo que ocurre en el modelo B, la carga máxima decrece a medida que aumenta el tamaño de elemento, efecto no deseable, teniendo en cuenta los niveles de carga buscados. Del mismo modo, los desplazamientos asociados a estas cargas son apreciablemente inferiores a los obtenidos en los modelos anteriores.

Con estos resultados no se puede tener en cuenta este modelo como posible candidato para su uso en modelos más grandes. Sin embargo, se puede efectuar algún cambio, que mejore el modelo.

#### 4.1.4.4 MODIFICACIONES SOBRE EL MODELO D

Como se ha visto, la excesiva deformabilidad del disco influye negativamente en los resultados del modelo D. De tal manera que es posible pensar que si el disco carece de la posibilidad de deformarse, actuando como mero transmisor de esfuerzos entre las chapas, los resultados de la carga máxima que absorba el modelo mejoren.

Con este planteamiento se ha definido el disco como un cuerpo rígido, sin capacidad de deformación. Esta característica mejorará el comportamiento del modelo, pero con él desaparece la posibilidad de estudiar la distribución de tensiones en el interior del disco.



**Imagen 95:** Tensiones de Von Mises en el modelo D con disco rígido [MPa]. Tamaño de elemento  $e = 1,00$  mm).

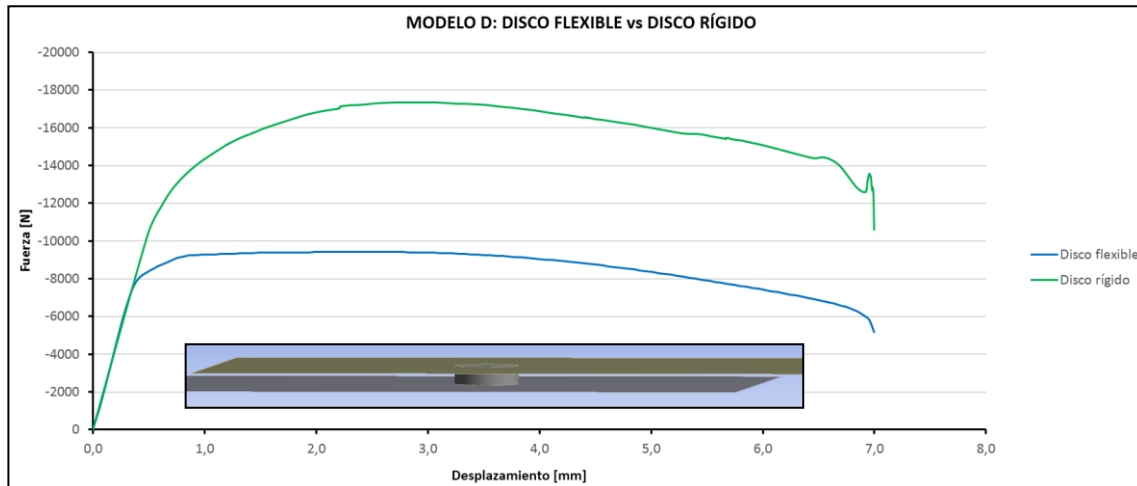
Como se observa en la imagen anterior, tanto el estado tensional de las chapas, como su estado de deformación general son mucho más similares a los obtenidos en los ensayos. Además, se aprecia también una gran deformación de los elementos en las inmediaciones del disco, al igual que en el resto de modelos.

En este caso, cabe además destacar que la modificación del comportamiento del disco afecta al mallado, reduciendo tanto el número de nodos, como el de elementos en una malla de 1,0 mm de tamaño de elemento.

DATOS GENERALES DE LA MALLA PARA EL MODELO D MODIFICADO	
NODOS	14214
ELEMENTOS	13449

**Tabla 23:** Datos generales de la malla para el modelo D1 con disco rígido.

Atendiendo ahora el parámetro más importante de la simulación, se obtiene la capacidad de carga registrada en la siguiente gráfica.



Gráfica 70: Relación carga – desplazamiento para el modelo con discos rígido y flexible. Tamaño elemento  $e = 1,00$  mm.

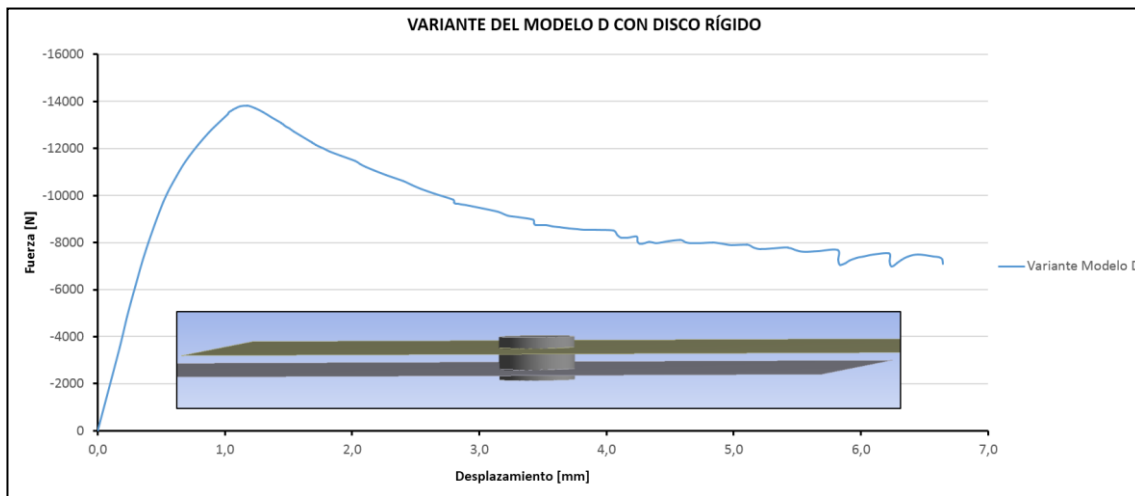
MODELO D1: CARGA MÁXIMA		
DISCO	$F_{\text{máx}}$ [N]	U [mm]
Flexible	-9416,80	2,32
Rígido	-17346	2,7348

Tabla 24: Cargas máximas del modelo D1 en función del comportamiento del disco.

Las irregularidades obtenidas en la parte final de la relación carga – desplazamiento para el disco sólido, se deben seguramente al giro que experimentan las chapas, que produce grandes distorsiones en los elementos de la inmediación del punto.

Finalmente, para comprobar si la definición del disco como sólido rígido resuelve los problemas encontrados en la alternativa planteada, se ha incorporado esta variante, cuyos resultados se muestran a continuación y que se denotará como Modelo D2.

En primer lugar, cabe destacar que el desplazamiento máximo que se ha podido aplicar en este modelo es de 6,64 mm. La rotación excesiva de las chapas en su unión al disco rígido, además de la distorsión de los elementos de la zona, no han permitido alcanzar la convergencia para 7,0 mm de desplazamiento. Por otro lado, la carga máxima obtenida es de 13816 N, para 1,1756 mm de desplazamiento.



Gráfica 71: Relación carga – desplazamiento para la variante del modelo D2 con disco rígido.

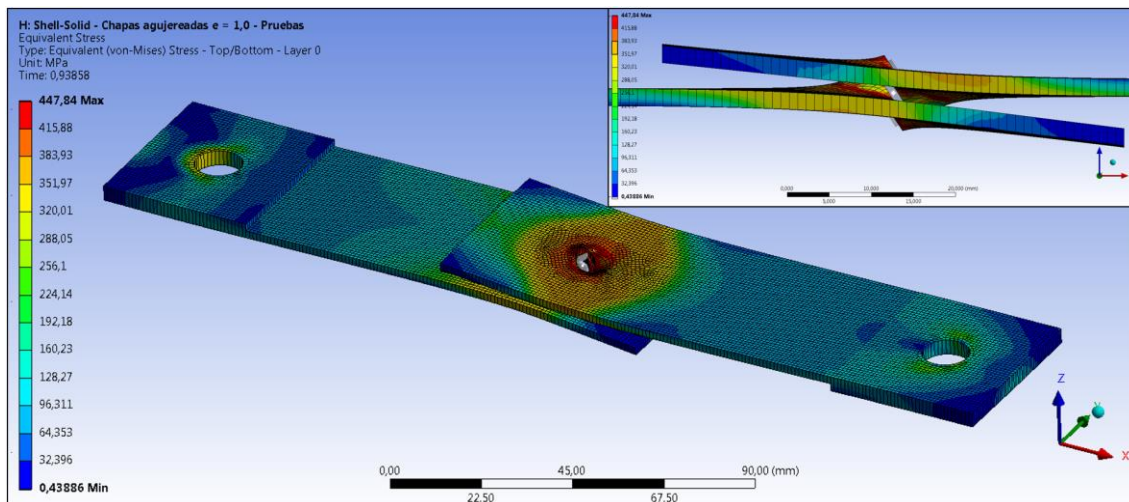
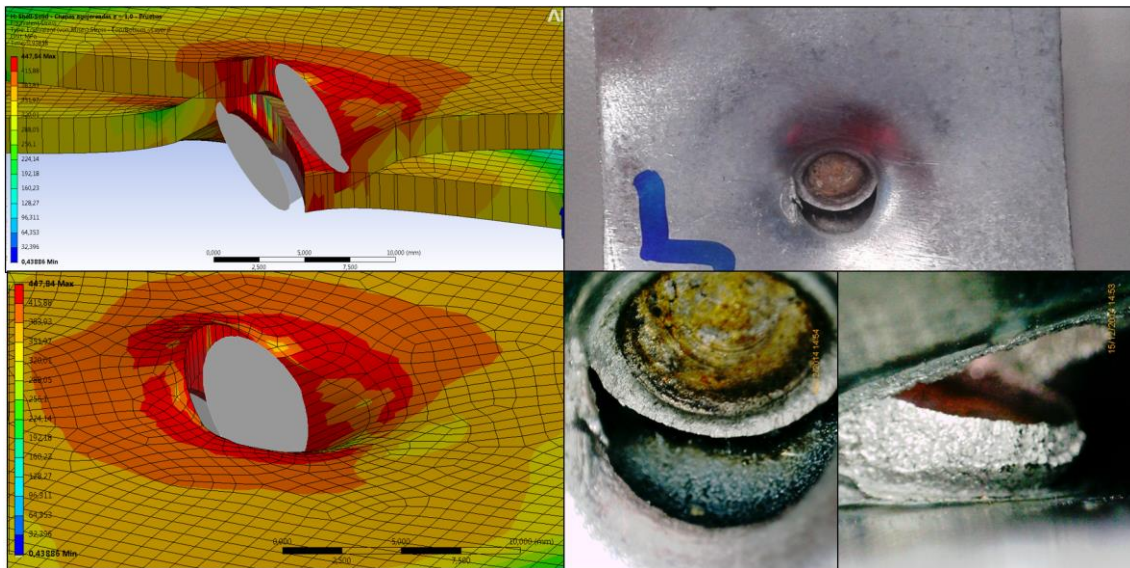


Imagen 96: Tensiones de Von Mises en la alternativa del modelo D2 con disco rígido.

En las imágenes presentadas de esta alternativa, cabe destacar en primer lugar que no se corresponden con el punto de máximo desplazamiento relativo aplicado, sino que se dan para un desplazamiento de 5,1 mm aproximadamente.

En la imagen de tensiones, que incluye una vista lateral, se puede apreciar que el nivel de tensiones para el desplazamiento mencionado es muy cercano al límite de rotura del material utilizado. Adicionalmente, se observa el marcado giro de la sección en el punto de soldadura, que aunque también está presente en el resto de modelos estudiados, en este caso puede apreciarse mejor gracias a la siguiente imagen.



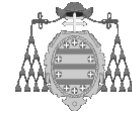
*Imagen 97: Detalle del giro del disco rígido para el modelo D2 alternativo y comparación con probeta ensayada.*

En la imagen anterior se muestra más claramente el giro del disco rígido, que como se muestra en las fotografías de detalle, también se produce en las probetas ensayadas, en las cuales si se da la rotura del material adyacente al punto, que se produciría en los elementos distorsionados que se pueden ver en las simulaciones.

Este modelo presenta pues una alternativa interesante con respecto a los modelos propuestos. Sin embargo, la carga máxima conseguida está al nivel de las obtenidas para las probetas usadas, además de que conlleva un incremento sustancial del tiempo de pre-procesado, que resulta inapreciable en este caso concreto, pero que puede ser muy importante en modelos grandes. Debiendo tenerse en cuenta que una deformación excesiva de los elementos circundantes al punto puede provocar problemas de convergencia.

Por estos motivos, el modelo D2 con disco rígido, en la variante con chapas agujereadas, no resulta adecuado para la correlación del ensayo del punto de soldadura.

Por el contrario, la alternativa D1 genera cargas máximas mucho más cercanas a las experimentales y su uso en modelos más grandes, podría ser de interés.



#### 4.1.5 RESUMEN DE RESULTADOS

Se presenta a continuación el resumen de resultados de todos los modelos estudiados, para la correlación con los ensayos experimentales de las probetas de punto de soldadura.

En este apartado sólo se incluirán los modelos según su validez de acuerdo a los resultados obtenidos, descartando aquellas alternativas que no se consideran satisfactorias, y tomando como base los siguientes criterios, según el siguiente orden de importancia:

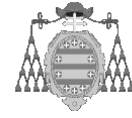
- Menor error en la carga máxima de la relación carga – desplazamiento obtenida.
- Menores tiempos de pre y post-procesado.
- Menor coste computacional.
- Menor sensibilidad a problemas de convergencia.

De cara a la comparación del primer criterio, conviene recordar los resultados de los ensayos experimentales. En este caso, sólo se usarán los valores de carga registrados para las probetas fabricadas con cabezales nuevos, puesto que el objetivo debe ser conseguir la máxima resistencia posible.

CARGA MÁXIMA Y DESPLAZAMIENTO ASOCIADO		
PROBETA	CARGA MÁXIMA [N]	DESPLAZAMIENTO [mm]
NUEVA 1	19214,17	5,641657
NUEVA 2	20673,65	7,534275
NUEVA 3	19612,32	4,832033
NUEVA 4	18872,41	8,028623
NUEVA 5	15674,95	9,619297

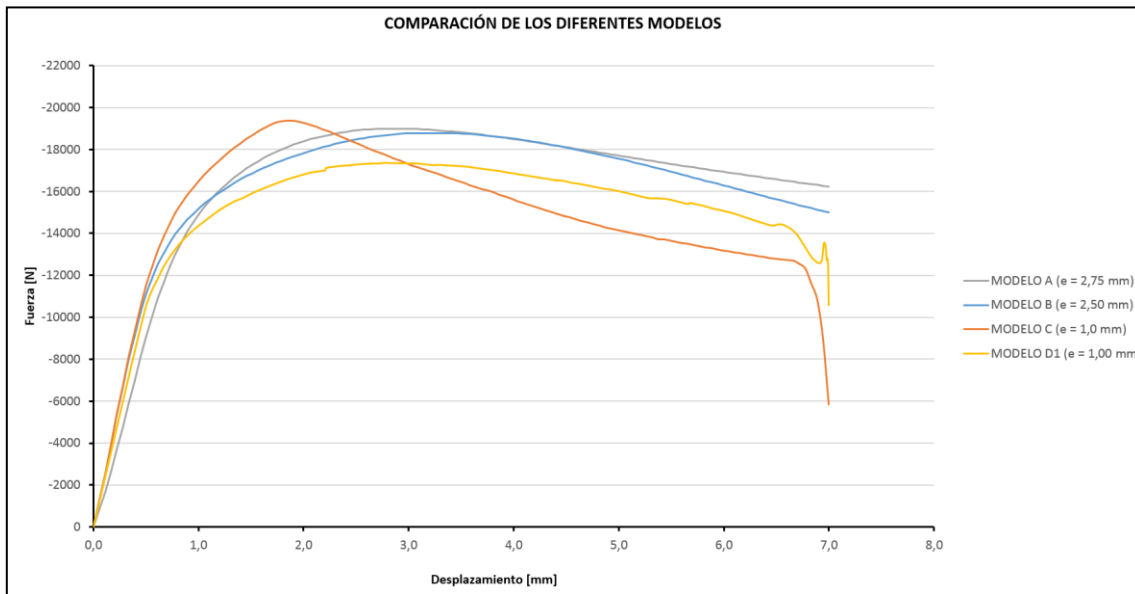
*Tabla 25: Cargas máximas y desplazamiento asociado para probetas nuevas.*

Cabe destacar la elevada dispersión obtenida en estas cargas imposibilita la generalización de los resultados, a través de los cuales no es posible establecer una carga máxima con seguridad. Para ello debería llevarse a cabo una serie de ensayos mucho más amplia, con probetas fabricadas con cabezales de soldadura nuevos, o con un número de usos suficientemente bajo, que garantice la obtención de las mayores cargas posibles. En este caso, para salvar este inconveniente, se ha tomado como



referencia la carga media de los cinco modelos ensayados, resultando un valor de 18809,5 N; como base para comparación.

En primer lugar, se presenta la relación carga – desplazamiento obtenida para cada modelo.



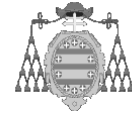
Gráfica 72: Comparación de la relación carga – desplazamiento para todos los modelos de punto de soldadura analizados.

Adicionalmente, se adjunta a continuación una tabla con las cargas máximas de cada modelo, el desplazamiento asociado a dicha carga y finalmente, el error cometido en la comparación con la carga máxima media obtenida en los ensayos.

CARGAS MÁXIMAS POR MODELO Y ERROR COMETIDO			
MODELO	F <sub>max</sub> [N]	U [mm]	Error [%]
A	-18997	2,856	0,997
B	-18788	3,248	0,114
C	-19366	1,848	2,959
D1	-17346	2,7348	7,781

Tabla 26: Comparación de cargas máximas entre los diferentes modelos.

En vista de estos resultados, es evidente que el Modelo B proporciona la carga máxima más cercana a la de referencia, aunque la forma de la curva difiere significativamente de las curvas experimentales. Se trata además de un modelo sencillo, que requiere probablemente los tiempos de pre y post- procesado más bajos de todos los modelos estudiados, además de bajos costes computacionales. Este modelo, resulta por tanto muy adecuado para su implementación en modelos más grandes, como el de la



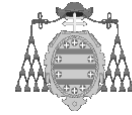
estructura ensayada, en la que se utilizaron 2700 puntos de soldadura. Cabe recordar la importancia del tamaño de elemento en este modelo, siendo 2,5 mm el tamaño ideal para la correlación de ensayo de las probetas, aunque tamaños ligeramente superiores no influirán negativamente en los resultados.

El modelo A con un tamaño de elemento de 2,75 mm consigue un error inferior al 1,0%. Sin embargo, su utilización en modelos más grandes está completamente descartada, puesto que desde un punto de vista computacional sería inabordable, mientras que el tiempo de gestión de contactos en cada punto de soldadura sería también exorbitado.

El modelo C registra un error ligeramente inferior al 3% frente a la carga máxima de referencia, lo que sin duda es un excelente resultado. Además, la forma de la curva carga – desplazamiento presenta mayor similitud con las curvas experimentales, siendo el decaimiento de la carga más acusado en comparación con el resto. Se tiene aquí por tanto, un modelo altamente válido para representar el comportamiento de la probeta de punto de soldadura. Además, su inclusión en modelos mayores sería viable, de no ser porque requiere una alta densidad de malla, lo que aumentaría considerablemente el coste computacional del modelo, además del ligero incremento en el tiempo de pre-procesado en comparación con el modelo B.

Por último, el modelo D, alternativa 1 con disco rígido, presenta un error inferior al 8%; que aunque es más que asumible, no puede competir con el resto de modelos, que consiguen errores mucho menores. Además, en comparación con los modelos B y C, conlleva un incremento de tiempos en todas las fases de la simulación, por lo que se descarta su uso, tanto para la correlación con las probetas, como en modelos mayores.





#### 4.1.5.1 CORRECCIONES SOBRE LOS MODELOS B Y C

Una vez conseguido el objetivo de reducir el error en cuanto a las cargas máximas, existen aún dos puntos discordantes en los modelos elegidos, con respecto a los resultados de los ensayos. Por un lado, se tiene la diferencia de carga registrada para bajos desplazamientos, mientras que por otro se aprecia una clara disparidad entre las pendientes de las curvas obtenidas en las simulaciones y las ensayadas.

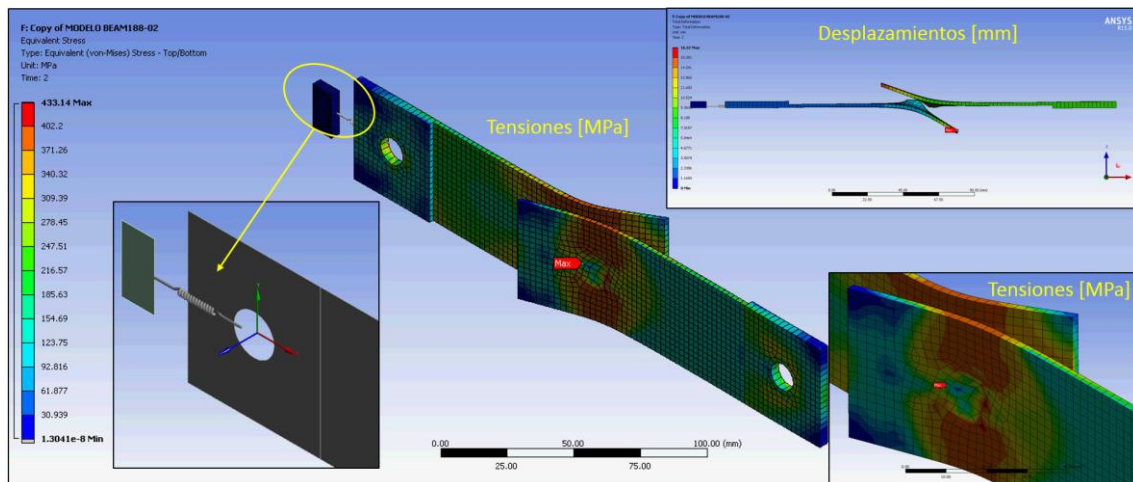
En cuanto al primer aspecto, podría pensarse que se trata de un error en la modelización de las condiciones de contorno impuestas al modelo en los agujeros inferior y superior. Sin embargo, debe recordarse que en el modelo A se introdujeron los bulones con el contacto no lineal correspondiente con los agujeros de las probetas. Esta mejora del modelo no repercutió significativamente en la relación carga – desplazamiento para bajos niveles de desplazamiento, por lo que debe pensarse que son otros los motivos que causan este efecto.

Anteriormente, se comentó que el comportamiento del punto de soldadura se asemeja al de un disco rígido, debido fundamentalmente a que las altas velocidades de enfriamiento causan la aparición de estructuras martensíticas, con altos niveles de dureza en las zona fundida y en la ZAT. Por tanto, en dichas zonas es fácil pensar que el modelo de material no sea el mismo que el definido para el resto de la probeta, sino que se trata de un material más rígido.

Aunque no se conocen los parámetros que definen el material en esa zona, es posible llevar a cabo una serie de iteraciones, en las cuales se varía la pendiente inicial del material multilineal definido para las chapas, consiguiendo así un material con el que definir el elemento viga que simula el punto de soldadura.

Por otro lado, en la mayoría de los ensayos se observa que el fenómeno se produce hasta que se alcanza un desplazamiento de 2 milímetros aproximadamente. Durante ese desplazamiento, la máquina de ensayo aún no ha comenzado a transmitir todo el desplazamiento del actuador a la probeta, por lo que en esta zona inicial, la relación carga-desplazamiento se debe principalmente a la propia máquina. Es decir, en este tramo, el sensor está registrando la rigidez de la máquina de ensayo, hasta que finalmente, es la rigidez de la probeta la que entra en juego.

Un somero análisis de los resultados de los ensayos, muestra que la rigidez de la máquina se encuentra entre 350 y 450 N/mm. Este fenómeno podría incluirse en la simulación, sin más que añadir un muelle (preferentemente no lineal), que unido directamente al agujero superior de la probeta, actuase exclusivamente durante los dos primeros milímetros de desplazamiento, para a continuación volverse infinitamente rígido, de manera que en este punto, sea la probeta la que comience a experimentar el desplazamiento aplicado.



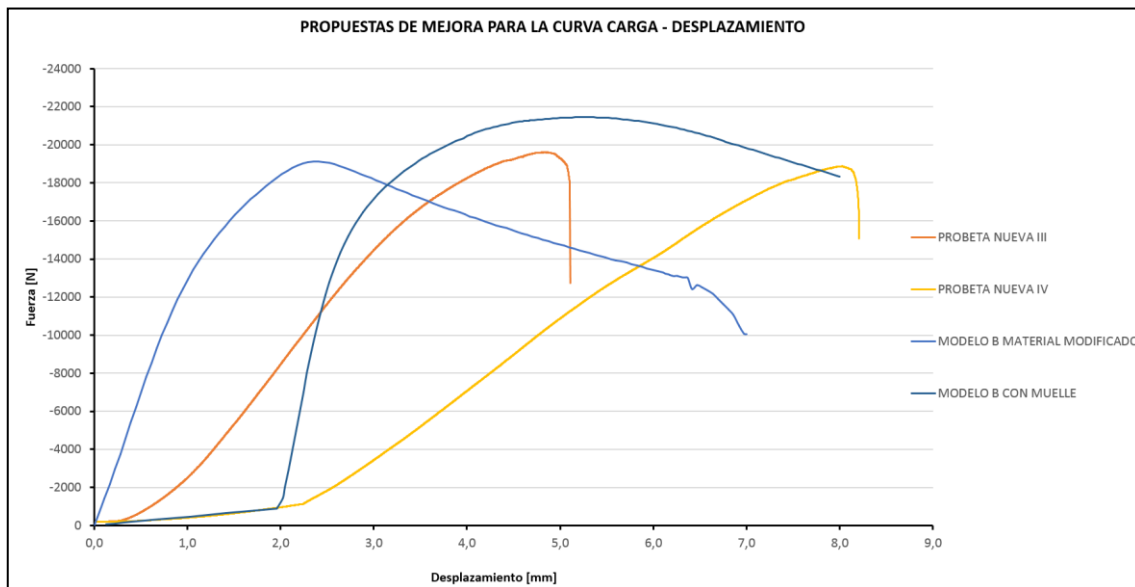
**Imagen 98:** Desplazamiento y estado tensional del modelo B incluyendo la rigidez de la máquina de ensayo.

A continuación se muestra una gráfica en la que se exponen los resultados obtenidos al introducir en el modelo B las dos alternativas de mejora:

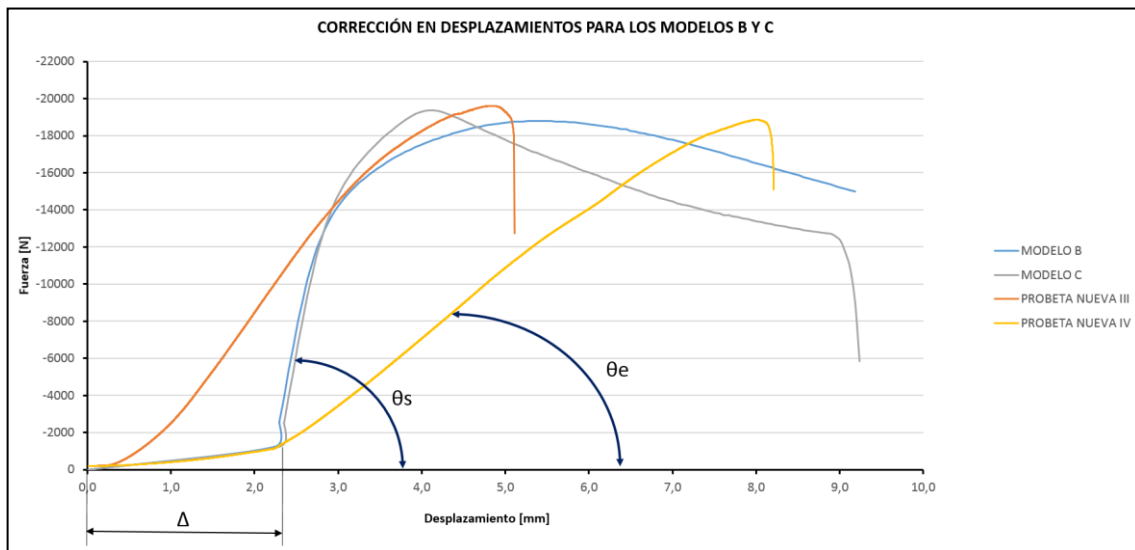
- Diferente modelo de material para el punto de soldadura.
- Adición de un muelle para simular la rigidez de la máquina de ensayo.

La rigidez de la máquina de ensayo utilizada en la simulación (450 N/mm), se obtuvo a partir de la ensayo de la probeta nueva IV, que se eligió por presentar la menor diferencia con respecto a la carga media de referencia.

En las gráficas es posible apreciar que la modificación del material del punto de soldadura, prácticamente no tienen influencia en la pendiente de la curva, mientras que con la adición de la rigidez de la máquina, se consigue el efecto deseado para bajos desplazamientos.

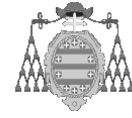


Gráfica 73: Comparación curva carga – desplazamiento incluyendo mejoras al modelo B.



Gráfica 74: Modelos B y C con corrección de desplazamientos para comparación con ensayos.

Sin embargo, es fácil apreciar que todavía existe una diferencia significativa en las pendientes de las simulaciones numéricas, con respecto a los ensayos. Aunque ya se ha intentado sin éxito modificar el modelo de material del punto de soldadura, no parece que esta alternativa vaya a conseguir una mejor correlación de la pendiente de la curva.

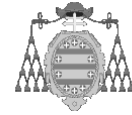


A este respecto, cabe destacar que para un mejor estudio de esta alternativa, debería variarse de igual forma el material de las chapas perteneciente al punto de soldadura, y no solo el material de la viga que simula al punto. Sin embargo, esto dificultaría considerablemente el modelo, por lo que teniendo en cuenta la escasa influencia de la primera prueba, no se continuará desarrollando esta alternativa de modificación del material.

Por otro lado, con el ánimo de mejorar el modelo de cálculo, cabe destacar que en ninguna de las simulaciones llevadas a cabo, se ha tenido en cuenta el fallo del material circundante al punto de soldadura, que sin embargo, si se produce en las probetas con rotura del tipo III.

La rotura de la chapa en las inmediaciones del punto de soldadura trae consigo una clara disminución de la rigidez de la probeta, causada por el decremento en la sección resistente de la chapa. Además, la falta de rigidez beneficia el efecto de giro que sufre la probeta alrededor del punto, con el consiguiente cambio en los esfuerzos internos que éste experimenta.

Para considerar este efecto de rotura, en el modelo numérico debe llevarse a cabo un análisis explícito, en el cual se incluya por un lado el criterio de rotura del punto de soldadura y por otro, el criterio de rotura de las chapas de la probeta, de manera que se pueda reproducir adecuadamente la rigidez de la probeta en función de la carencia de material.



---

## 4.2 MODELOS PARA CÁLCULO POR ELEMENTOS FINITOS

### 4.2.1 MODELO REALISTA

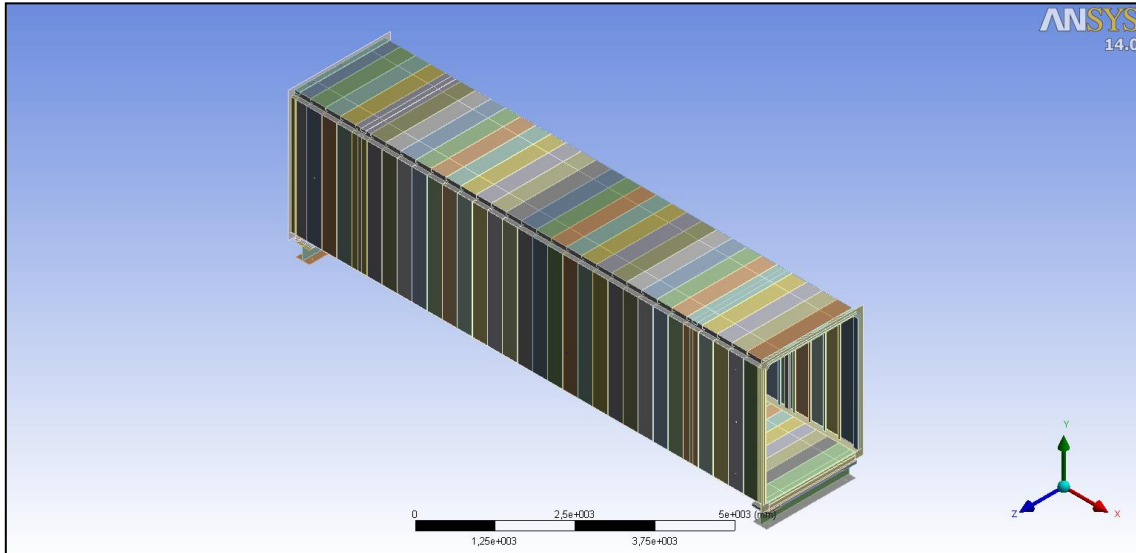
En primer lugar se ha optado por estudiar los resultados proporcionados por un modelo de cálculo por elementos finitos, que reproduce la geometría y los componentes estructurales del túnel ensayado, con un nivel de fidelidad muy elevado. En este modelo, se han incluido todo tipo de detalles estructurales, desde los radios de redondeo en los pliegues de los paneles, hasta los puntos de soldadura entre pliegues, según la ubicación definida en los planos constructivos.

Como es lógico, el tiempo de construcción de la geometría de este modelo requiere un gran número de horas, que se invierten con objeto de conseguir resultados con gran nivel de detalle y precisión. A su vez, este factor influirá también en el tiempo de cálculo necesario.

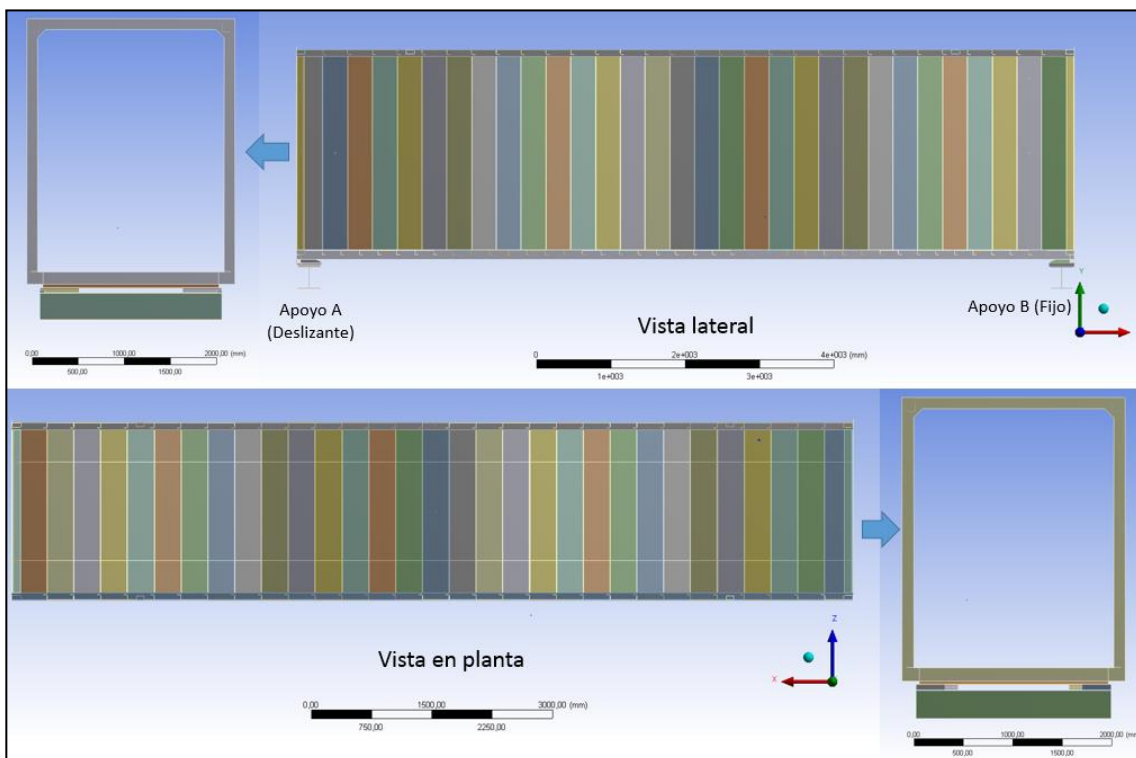
El objetivo en este caso es doble, por un lado se trata de contrastar y comparar los resultados medidos en el ensayo (tensiones y desplazamientos), con los obtenidos en esta simulación. Por otro lado, si el modelo es válido, se utilizará para desarrollar modelos más sencillos, con menor nivel de detalle, que faciliten la obtención de resultados.

#### 4.2.1.1 GEOMETRÍA

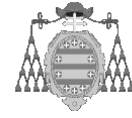
Se muestran a continuación varias vistas del modelo geométrico utilizado.



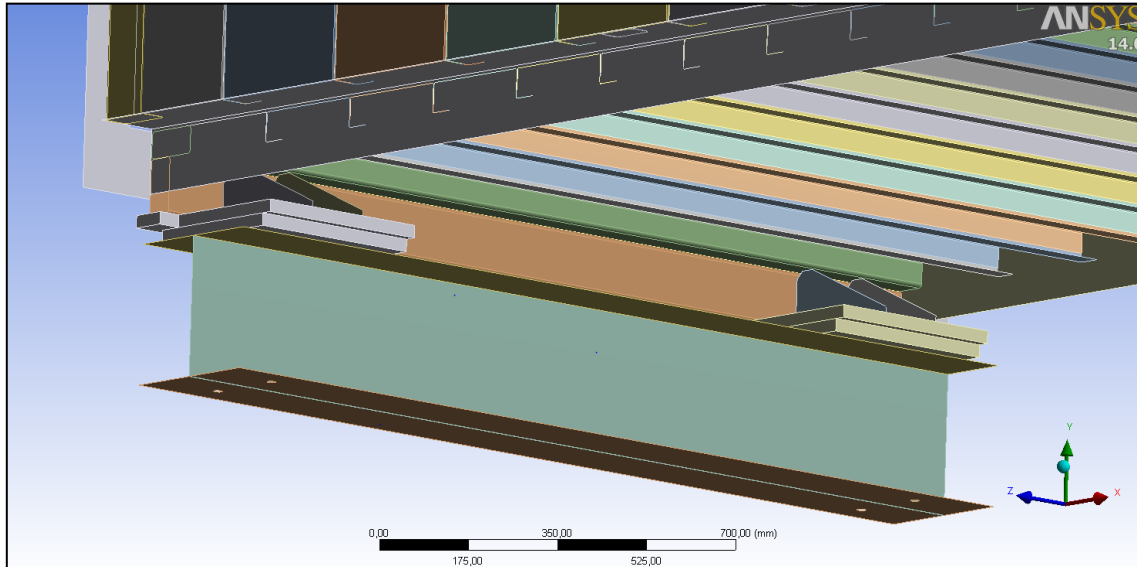
*Imagen 100: Vista isométrica de la geometría para cálculo.*



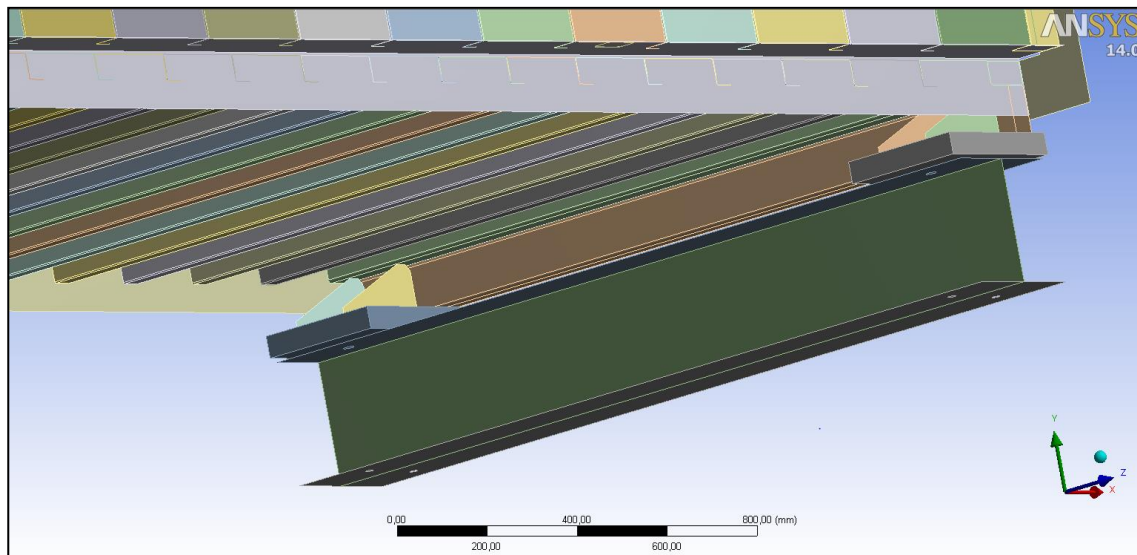
*Imagen 99: Vistas en planta, lateral y en perfil del modelo geométrico.*



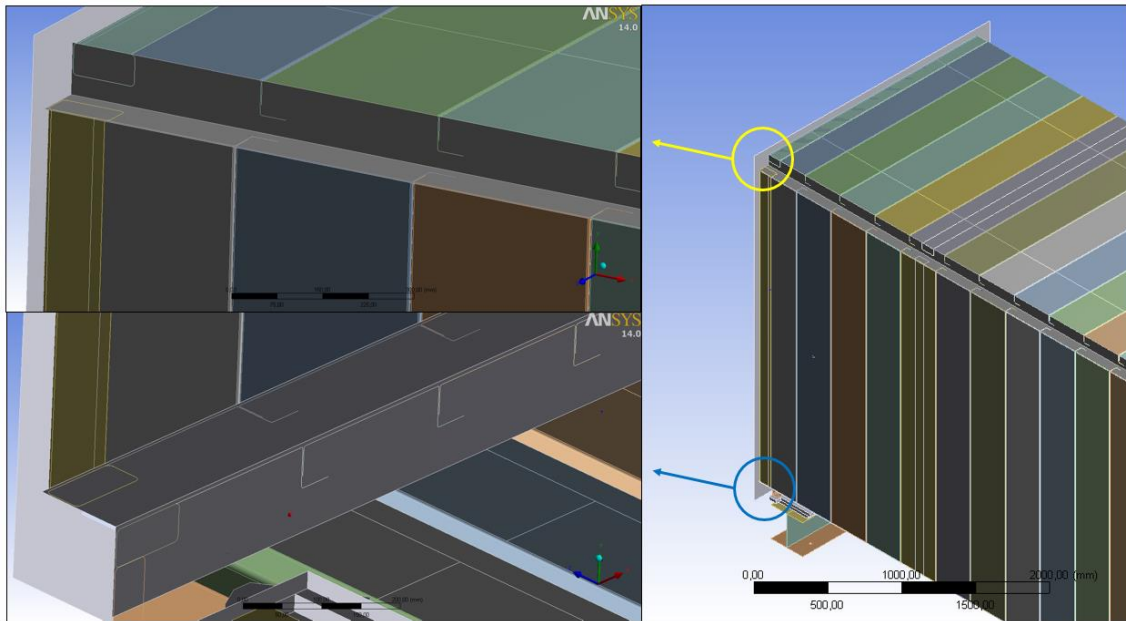
Para los apoyos se han introducido también los perfiles HEB 300 utilizados en el ensayo real, como muestran las imágenes inferiores.



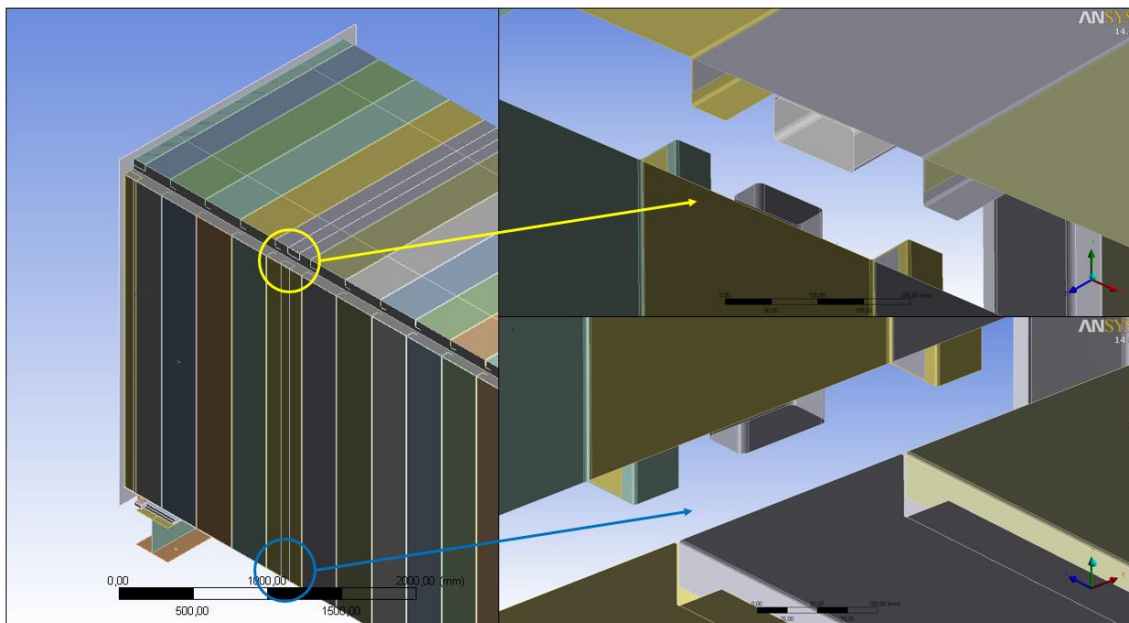
*Imagen 101: Detalle del apoyo deslizante (B).*



*Imagen 102: Detalle del apoyo fijo (A).*

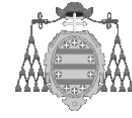


**Imagen 104:** Detalle de las conexiones entre angular inferior y superior y el marco extremo.



**Imagen 103:** Detalle de los tubos de refuerzo interiores. No se visualizan los angulares para mayor claridad.





#### 4.2.1.2 CARGAS Y CONDICIONES DE CONTORNO

Para las condiciones de contorno del modelo, se ha intentado reproducir de la manera más fiel posible, el comportamiento de los apoyos entre la estructura del túnel y las vigas de apoyo.

Del mismo modo, las cargas introducidas tratan de aproximarse lo más posible a las realmente aplicadas.

Dichas cargas, peso propio, sobrecarga de techo y sobrecarga de techo, se han combinado entre sí para obtener los mismos casos ensayados, permitiendo así la comparación entre los resultados experimentales y los calculados.

#### **CONDICIONES DE CONTORNO EN LOS APOYOS**

Como se mostró en las imágenes de la prueba real, para apoyar la estructura se usaron dos perfiles HEB 300, directamente apoyados sobre el suelo, fijados a este mediante pernos químicos por razones de seguridad. En el modelo FEM también se introdujeron estos perfiles así como sus respectivas fijaciones al suelo.

En las caras de contacto entre los perfiles HEB y el suelo se restringieron los desplazamientos verticales, mientras que en los agujeros practicados en las alas apoyadas en el suelo (que posteriormente alojan los pernos de fijación al suelo), se restringieron los desplazamientos horizontales.

En este punto cabe destacar, que también se podría pensar en la ocurrencia de posibles pérdidas de contacto entre el ala de los HEB y el suelo. Sin embargo, aunque esto pudiera llegar a ocurrir realmente, la influencia de este factor en los resultados sería mínima, además de que dichas pérdidas de contacto o levantamientos del ala están restringidas en los cuatro puntos de fijación por pernos anclados al suelo.

Por otro lado, incluir en el modelo de cálculo esta condición de pérdida de contacto, aunque es posible, dificultaría la convergencia del cálculo considerablemente, además del previsible aumento del coste computacional por tratarse de un comportamiento no lineal. Por estos motivos se prefirió no incluir este comportamiento en los apoyos del modelo de cálculo.

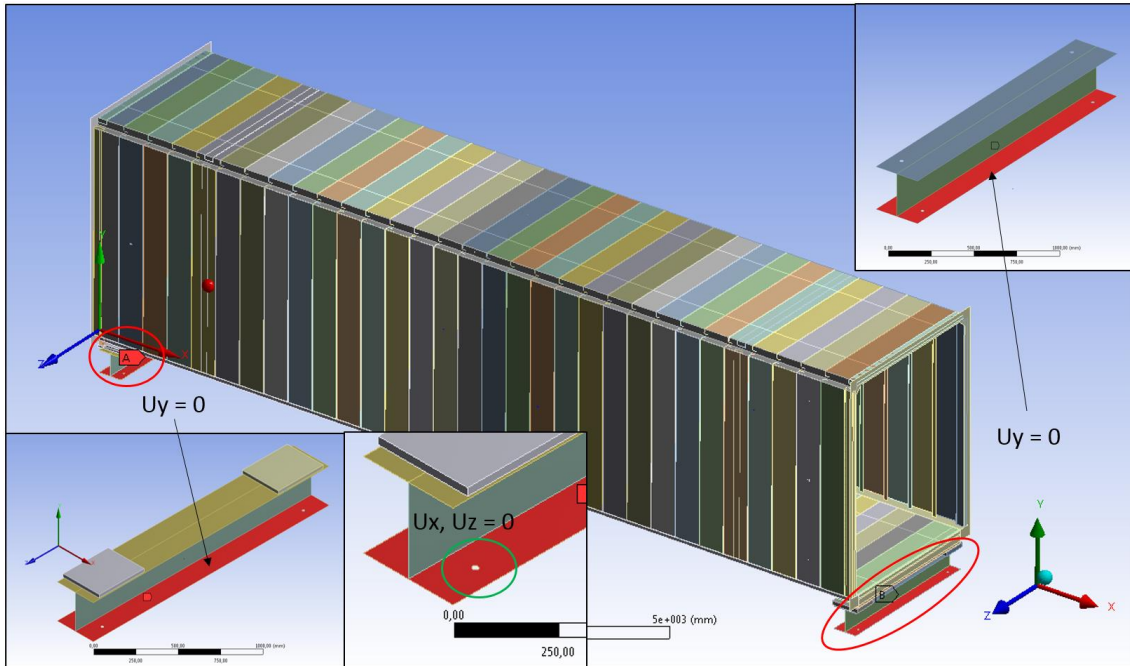


Imagen 105: Restricción de desplazamientos horizontales y verticales en los perfiles de apoyo.

En cuanto al contacto directo entre los perfiles HEB y los apoyos pertenecientes al túnel si introdujeron consideraciones que pueden tener repercusión en los resultados. En estos puntos, se distingue ya entre apoyo fijo y apoyo deslizable.

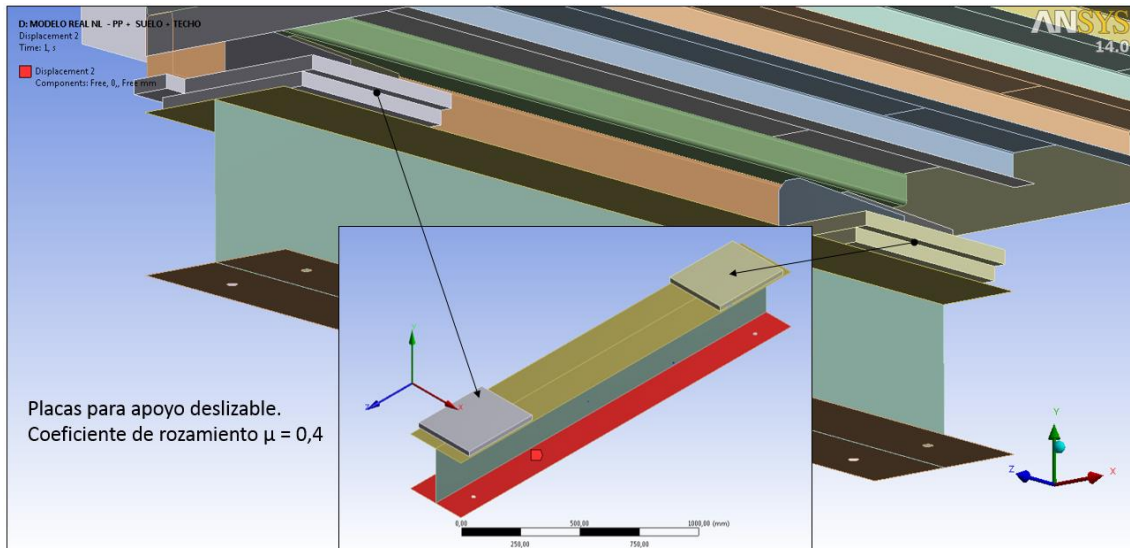
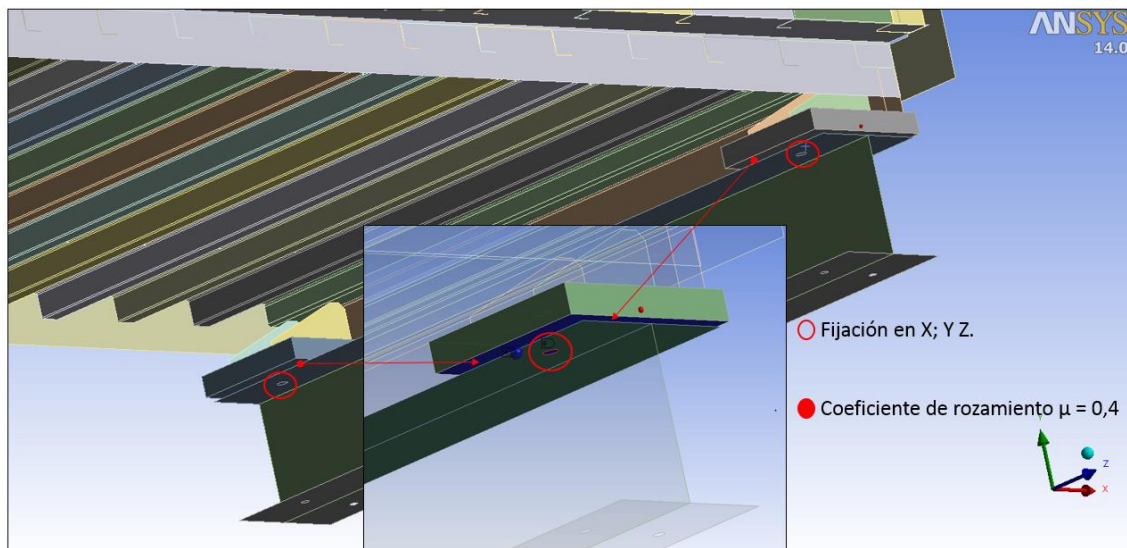


Imagen 106: Condiciones de contorno en el apoyo deslizable.

Como se ve en la imagen anterior, tanto en el modelo real como en el de cálculo se introdujeron dos chapas de acero para simular el apoyo deslizante entre el túnel y el perfil HEB. En el contacto entre esta chapa y el apoyo perteneciente al túnel, se definió un contacto con comportamiento no lineal. Por tratarse de contacto directo entre chapas de acero se definió un coeficiente de fricción de 0,4.

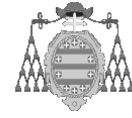
Este valor podría haberse aumentado a 0,5; pero aunque su valor si puede tener influencia en los resultados, se prefirió utilizar un valor de rozamiento más reducido puesto que ninguna de las chapas en contacto presentaba óxido, picaduras, o defectos superficiales importantes que pudieran aumentar dicho factor. De este modo, se permite el desplazamiento del túnel en sentido longitudinal.



*Imagen 107: Definición de apoyo fijo.*

En la imagen anterior se observa la definición del apoyo fijo en el otro extremo del túnel. En este caso, el perfil HEB de apoyo y el túnel estaban en contacto directo sin chapa intermedia, de manera que un tornillo pasante fijaba ambas partes entre sí.

Para simular este comportamiento, se estableció un contacto pegado lineal entre los bordes de los agujeros pertenecientes al ala del perfil HEB y a la chapa de apoyo del túnel. Mientras que para el resto de la superficie en contacto, se definió un contacto friccional no lineal con  $\mu = 0,4$  (al igual que en el apoyo deslizante). De este modo, se restringía el desplazamiento en sentido longitudinal del túnel, pero se permitía la pérdida de contacto entre ambas superficies.



#### 4.2.1.3 CASOS DE CARGA

Al igual que en la prueba real, se definieron tres casos de carga individuales, que se combinaron entre sí para obtener los estados finales de carga.

- Caso 1: Peso propio
- Caso 2: Peso propio + Carga de techo.
- Caso 3: Peso propio + Carga de techo + Carga de suelo.
- Caso 4: Peso propio + Carga de suelo.

En el cálculo FEM, el peso propio se considera simplemente activando la gravedad en el cálculo, de manera que si la geometría del modelo es correcta, no se esperan grandes diferencias entre el peso real y del modelo.

Sin embargo, si es preciso determinar adecuadamente el valor de las cargas a introducir para los casos de techo y suelo, puesto que en el modelo de cálculo, estas cargas se introducen por panel, teniendo que ser determinado el valor exacto para que no haya diferencias con las realmente aplicadas.

En la tabla siguiente se muestran las cargas a aplicar en cada caso.

DETERMINACIÓN DE SOBRECARGAS A APLICAR					
ZONA	Ancho [mm]	Largo [mm]	Superficie [m <sup>2</sup> ]	Peso nominal [kg]	Peso total prueba [kg]
SUELO	1908	10420	19,88	6362,04	9543,05
TECHO	1988	10240	20,36	4071,42	6107,14

*Tabla 27: Cargas de suelo y techo.*

Además, hay que recordar que estas dos cargas, se aplicaron en zonas concretas del suelo y del techo, como muestra la imagen siguiente.

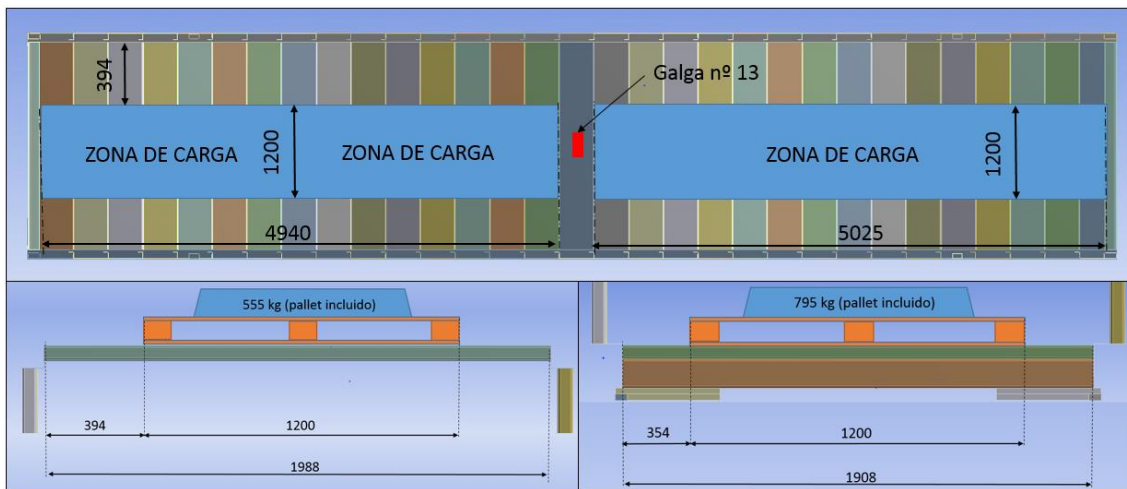


Imagen 108: Zonas de aplicación de carga en suelo y techo. (La carga de suelo es continua en toda la longitud del túnel).

Para determinar la carga individual a aplicar sobre cada panel de suelo y techo, se establecieron zonas de carga de manera que se distinguió entre paneles centrales (pasos 333,33 ó 250 mm) y los paneles iniciales y finales de suelo y techo cuyos pasos cambiaban con respecto al resto de paneles. Las carga individuales finales aplicadas se muestran tabuladas a continuación.

CARGA DE TECHO				
ZONA	Área [m <sup>2</sup> ]	% Área total	Peso [N]	Presión por panel [Pa]
1	0,3972	3,36%	2053,34	5169,54
2	10,9312	92,53%	56509,24	5169,54
4	0,485	4,11%	2508,78	5169,54
<b>Totales</b>	<b>11,8137</b>	<b>100%</b>	<b>61071,36</b>	<b>--</b>

Tabla 28: Carga de techo a introducir en el modelo.

CARGA DE SUELO				
ZONA	Área [m <sup>2</sup> ]	% Área total	Peso [N]	Presión por panel [Pa]
1	0,3858	3,18%	3037,56	7873,42
2	11,3256	93,44%	89171,16	7873,42
4	0,4092	3,38%	3221,80	7873,42
<b>Totales</b>	<b>12,1206</b>	<b>100%</b>	<b>95430,53</b>	

Tabla 29: Carga de suelo a introducir en el modelo.

Estas cargas se aplicaron en las superficies centrales de los paneles, definidas a tal efecto, con las dimensiones mostradas anteriormente.

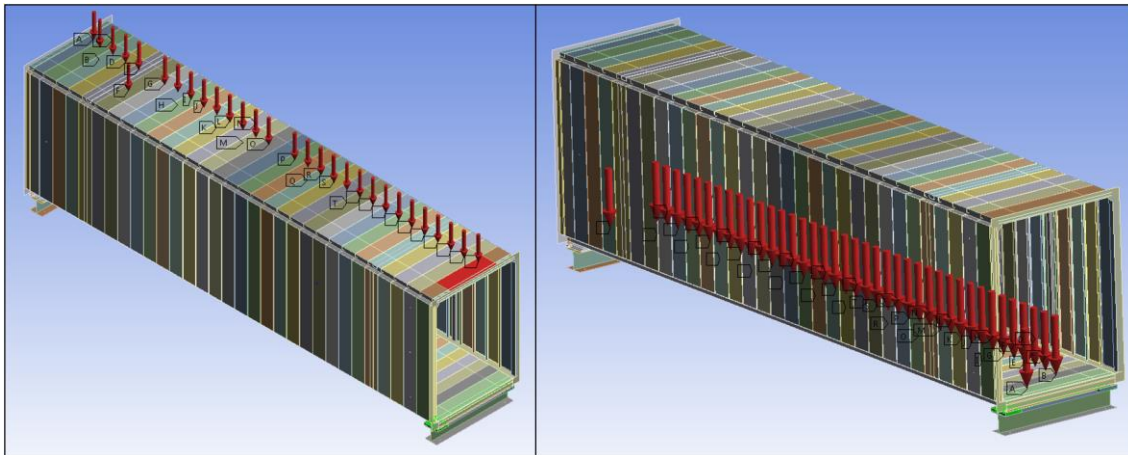


Imagen 109: Cargas de suelo y techo en el modelo.

#### 4.2.1.4 MATERIAL Y MALLA

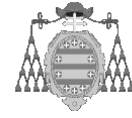
##### **MATERIAL**

El material utilizado en el modelo de cálculo tanto para los paneles de chapa plegada, como para el resto de elementos estructurales es acero, con las siguientes características:

CARACTERÍSTICAS DEL ACERO ESTRUCTURAL	
Módulo de Young E [MPa]	200000
Coefficiente de Poisson $\mu$	0,3
Módulo cortante G [MPa]	76923

Tabla 30: Características del acero para la simulación de la estructura.

Dado que por el nivel de carga al que va a ser sometida la estructura no se esperan deformaciones plásticas, el modelo de material se define lineal, no considerando los efectos plásticos con modelos bilineales o multilineales tenidos en cuenta en las simulaciones de las probetas de punto de soldadura, lo que aumentaría enormemente el coste computacional.



## **MALLA**

Se han utilizado por tanto elementos tipo lámina, así como elementos sólidos, dando lugar a las siguientes características generales.

<b>DATOS GENERALES DE LA MALLA</b>	
<b>NODOS</b>	1818341
<b>ELEMENTOS</b>	1694161

*Tabla 31: Datos generales de la malla para la simulación de la estructura.*

Se trata pues de una malla suficientemente densa, con refinamientos en las zonas de ubicación de las galgas, que considerando las no linealidades introducidas, requerirá un elevado coste computacional.

## **ELEMENTOS**

En el modelo de cálculo se han usado tres tipos de elementos finitos diferentes, en función del cuerpo a mallar:

- Elementos tipo lámina: “*Shell181*”
- Elementos sólidos: “*Solid186*”
- Elementos tipo viga: “*Beam188*”

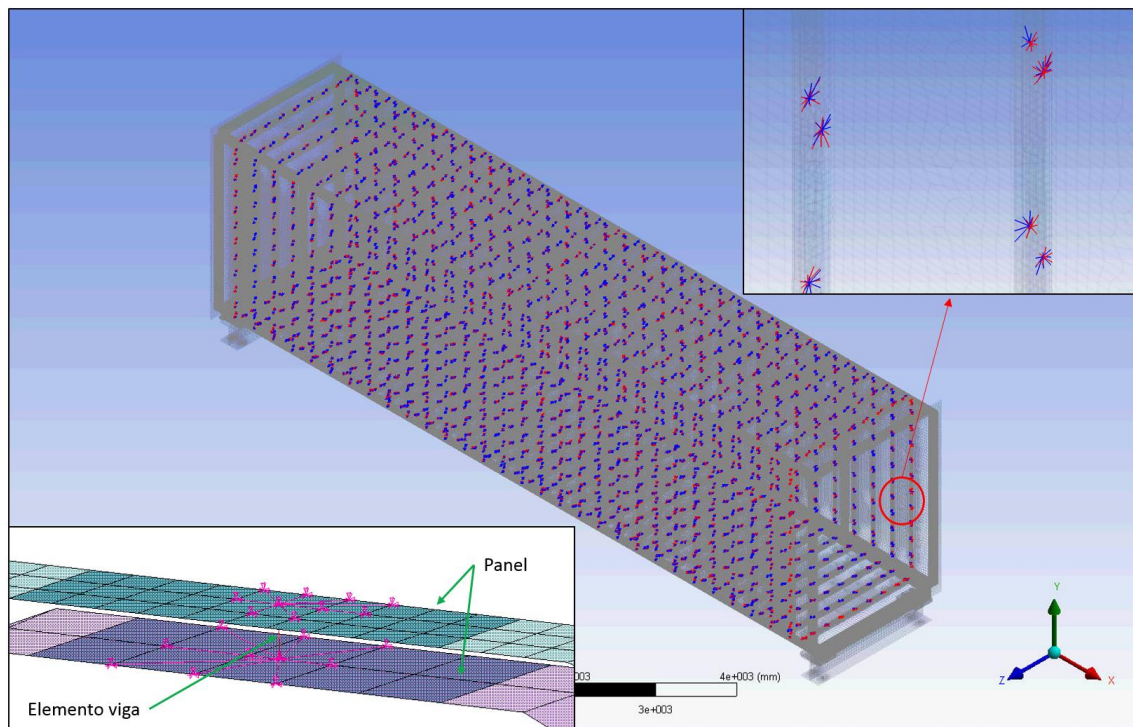
El elemento lámina “*Shell181*” ya se utilizó en los modelos B, C y D de las probetas de punto de soldadura, mientras que el elemento “*Solid186*” se utilizó en el modelo A. Sus características principales pueden consultarse en el apartado correspondiente.

En este caso, el elemento lámina se ha utilizado para mallar todos los paneles de chapa plegada, componen suelo, techo y laterales (espesor 2,0 mm). Así mismo, se ha utilizado también para mallar los angulares inferiores y superiores (espesores 12 y 10 mm respectivamente), los marcos inicial y final (espesor 20 mm), todos los tubos interiores de refuerzo dispuestos en suelo, techo y laterales (espesor 5,0 mm), los rigidizadores de los apoyos del túnel (espesor 10 mm), y finalmente, las vigas de apoyo HEB.

Por otro lado, para las chapas de apoyo del túnel, que contactan directamente con los perfiles HEB de apoyo, se han usado elementos “*Solid186*”.

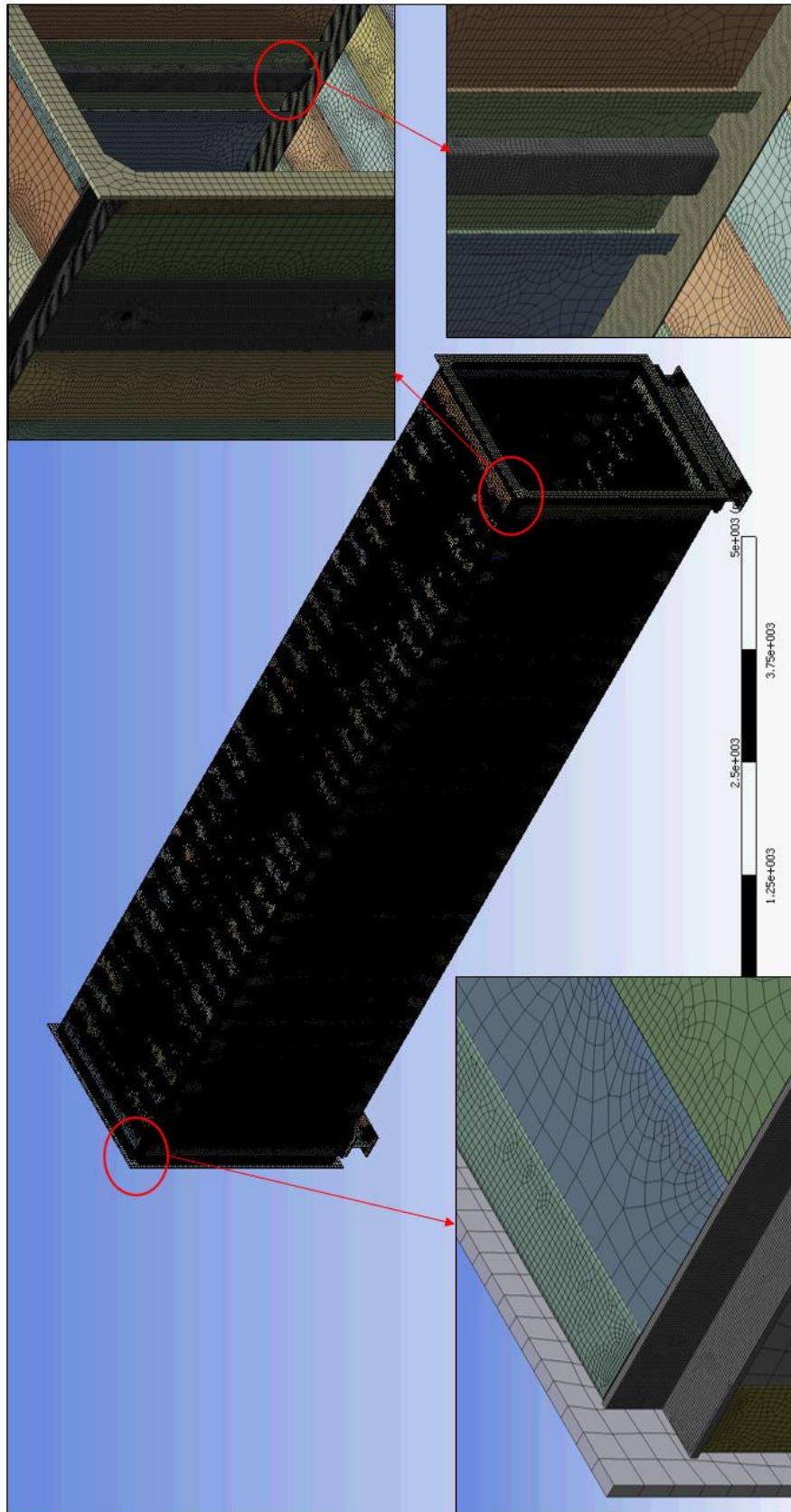
Para dichas chapas se han mallado con un tamaño de malla, que permita introducir al menos dos elementos en el espesor, de manera que se pueda reproducir flexión de una manera más adecuada, contando también con la contribución de las funciones de forma cuadráticas que presenta el elemento.

Finalmente, para la modelización de los puntos de soldadura, como se desprende del capítulo anterior, se ha utilizado el modelo B, procurando respetar en la medida de lo posible, el tamaño de elemento definido en las simulaciones de validación de dicho modelo. Para más detalles sobre este modelo, consultar el apartado correspondiente.

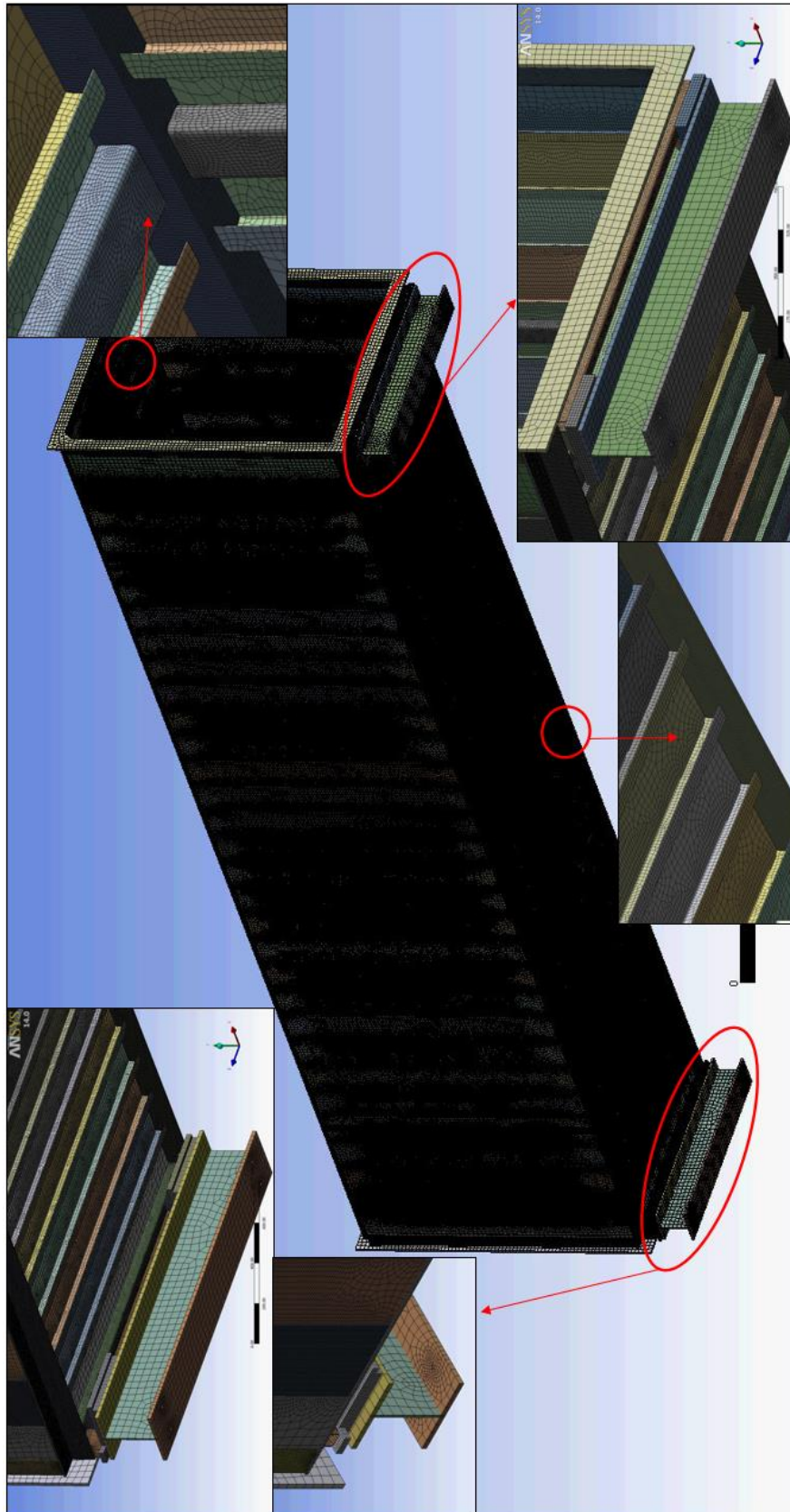


**Imagen 110:** Definición de todos los puntos de soldadura de la estructura según el modelo B.





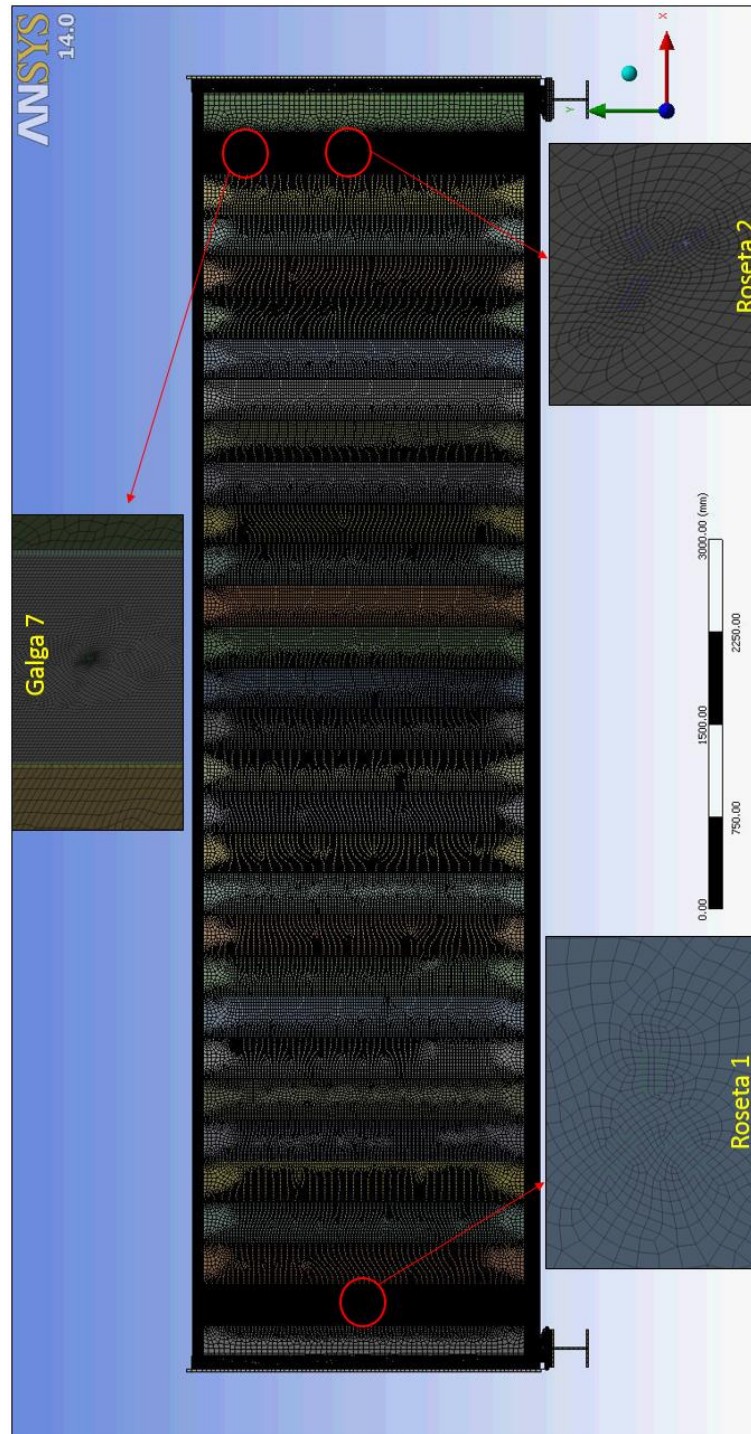
**Imagen 111:** Vista general del mallado y vistas en detalle.



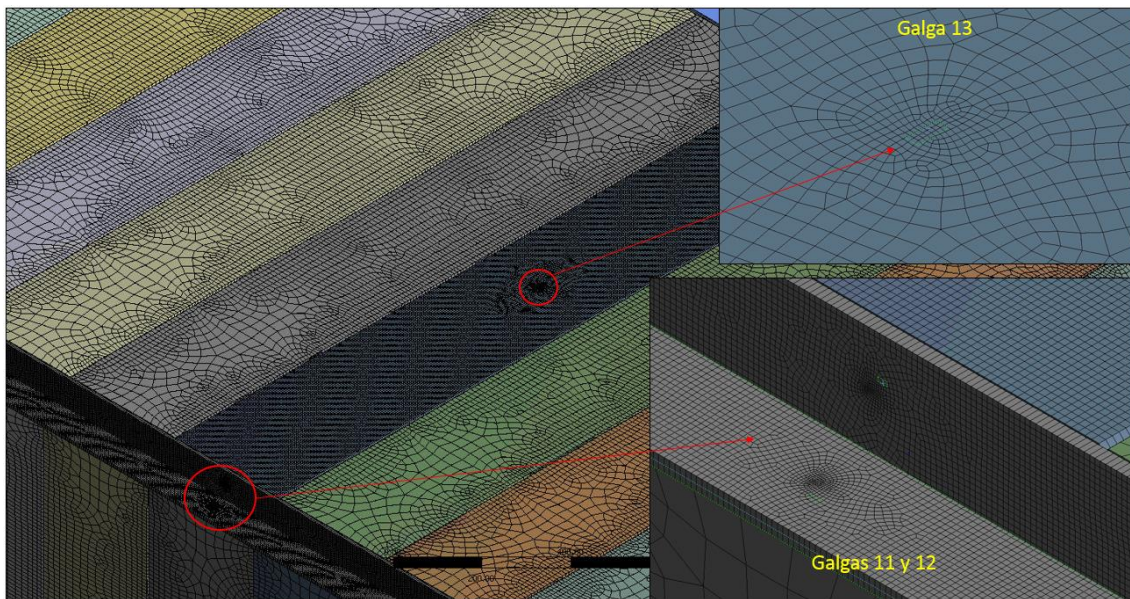
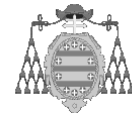
*Imagen 112: Vistas en detalle de la malla en las zonas de apoyo.*

A su vez, en el modelo también se marcaron las zonas de ubicación de galgas y rosetas, con objeto de facilitar la obtención de resultados.

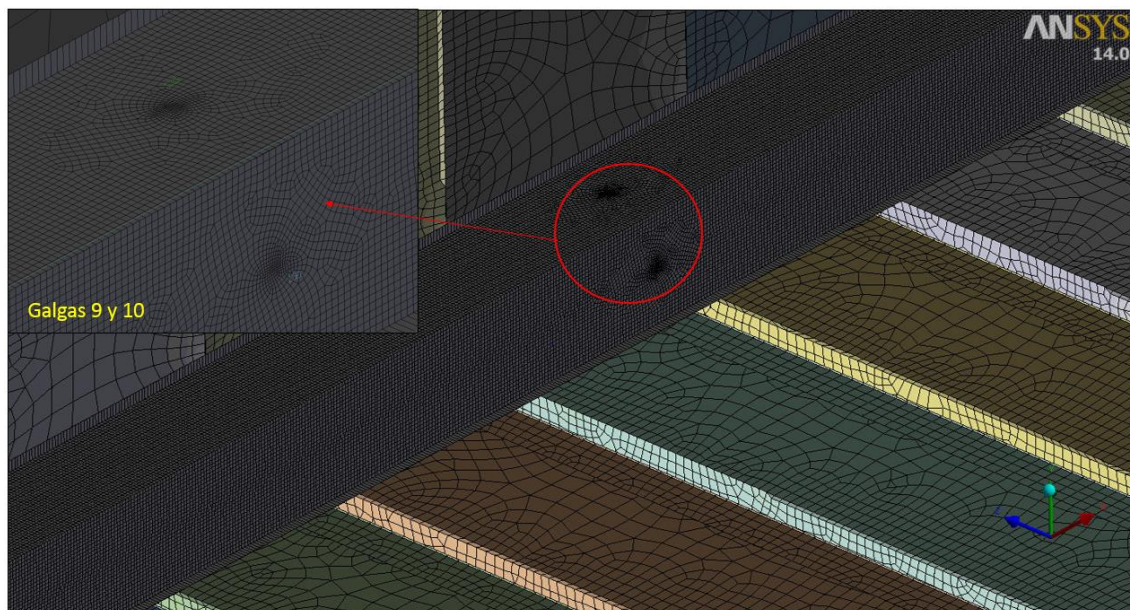
En estas zonas, se realizaron refinamientos del mallado, tanto en la pieza completa (panel), como en la zona de las galgas, con tamaños de elemento de 1,0 mm.



**Imagen 113:** Vista lateral con detalles del mallado en las zonas de ubicación de las galgas.



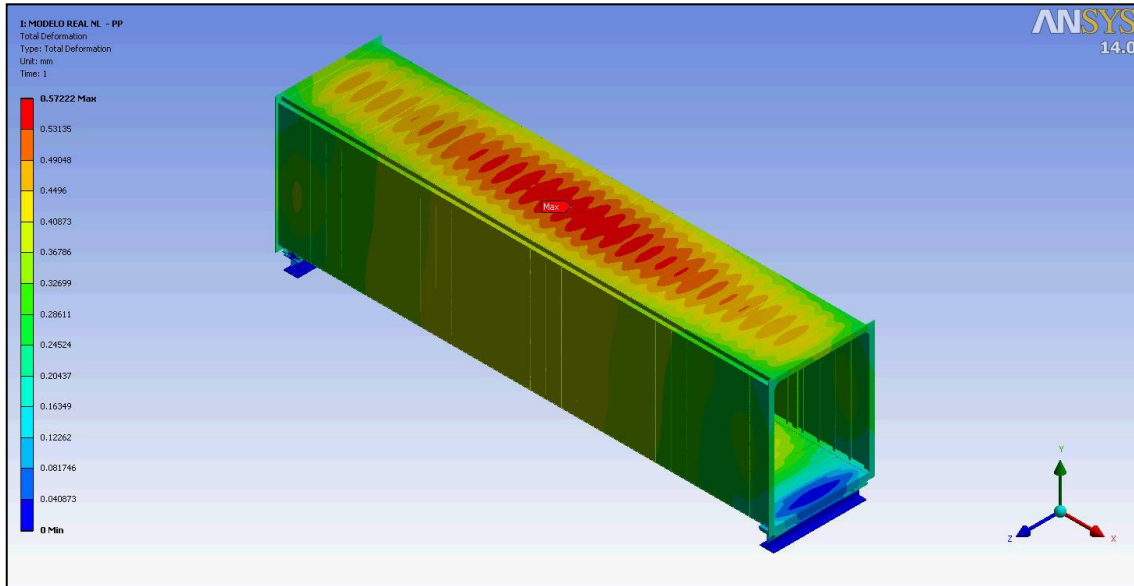
*Imagen 114: Detalles del mallado para las galgas 11; 12 y 13.*



*Imagen 115: Detalle del mallado para las galgas 9 y 10.*

#### 4.2.1.5 ANÁLISIS DE RESULTADOS: DESPLAZAMIENTOS

En primer lugar se presentarán los resultados obtenidos en desplazamientos, que posteriormente se compararán con los registrados por los transductores de desplazamiento.



*Imagen 116: Desplazamientos globales para el caso 1 (Peso propio). [mm].*

Cabe recordar que tanto para el análisis de desplazamientos, como para el de tensiones, el caso 1, debe descontarse del resto de casos simulados, puesto que su influencia no se ha medido durante la prueba.

En las siguientes imágenes se muestran los desplazamientos globales, junto con detalles de zonas representativas, para cada uno de los casos restantes.

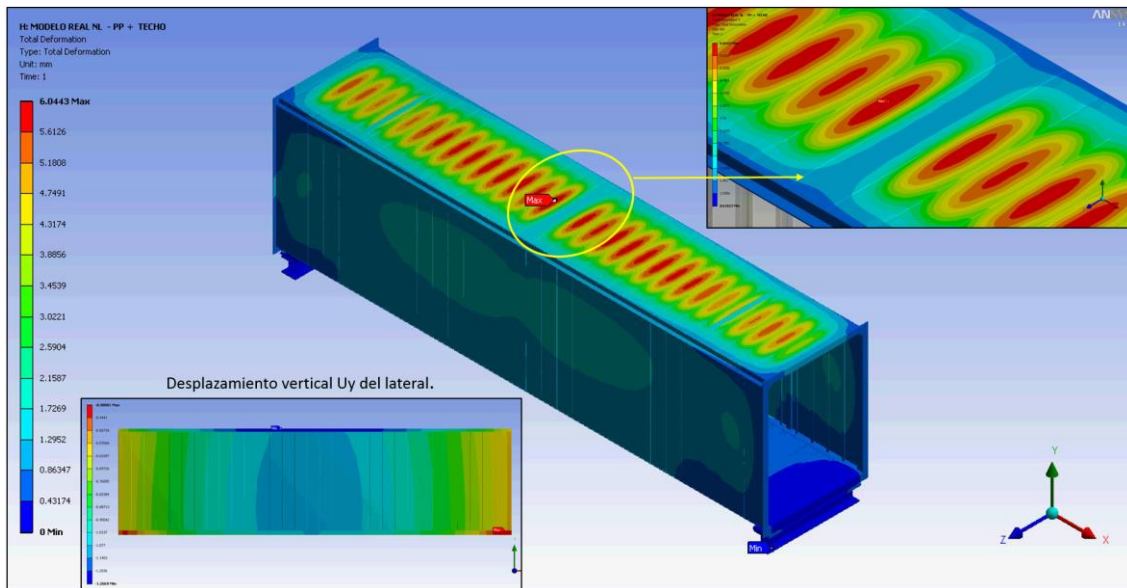


Imagen 117: Desplazamientos globales para el caso 2 [mm].

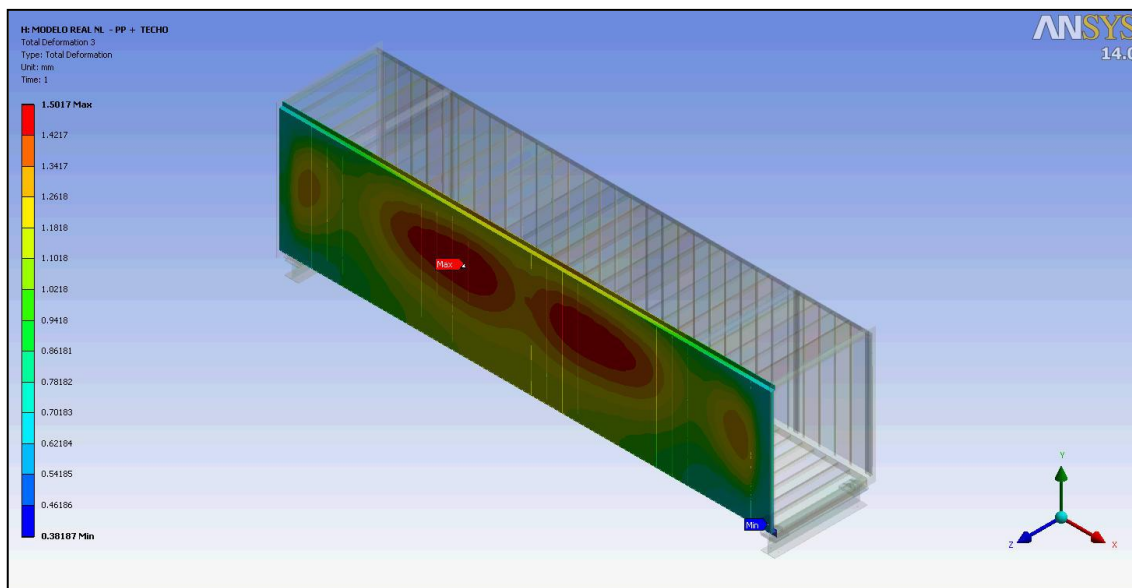


Imagen 118: Caso 2. Desplazamiento global de lateral derecho del túnel [mm].

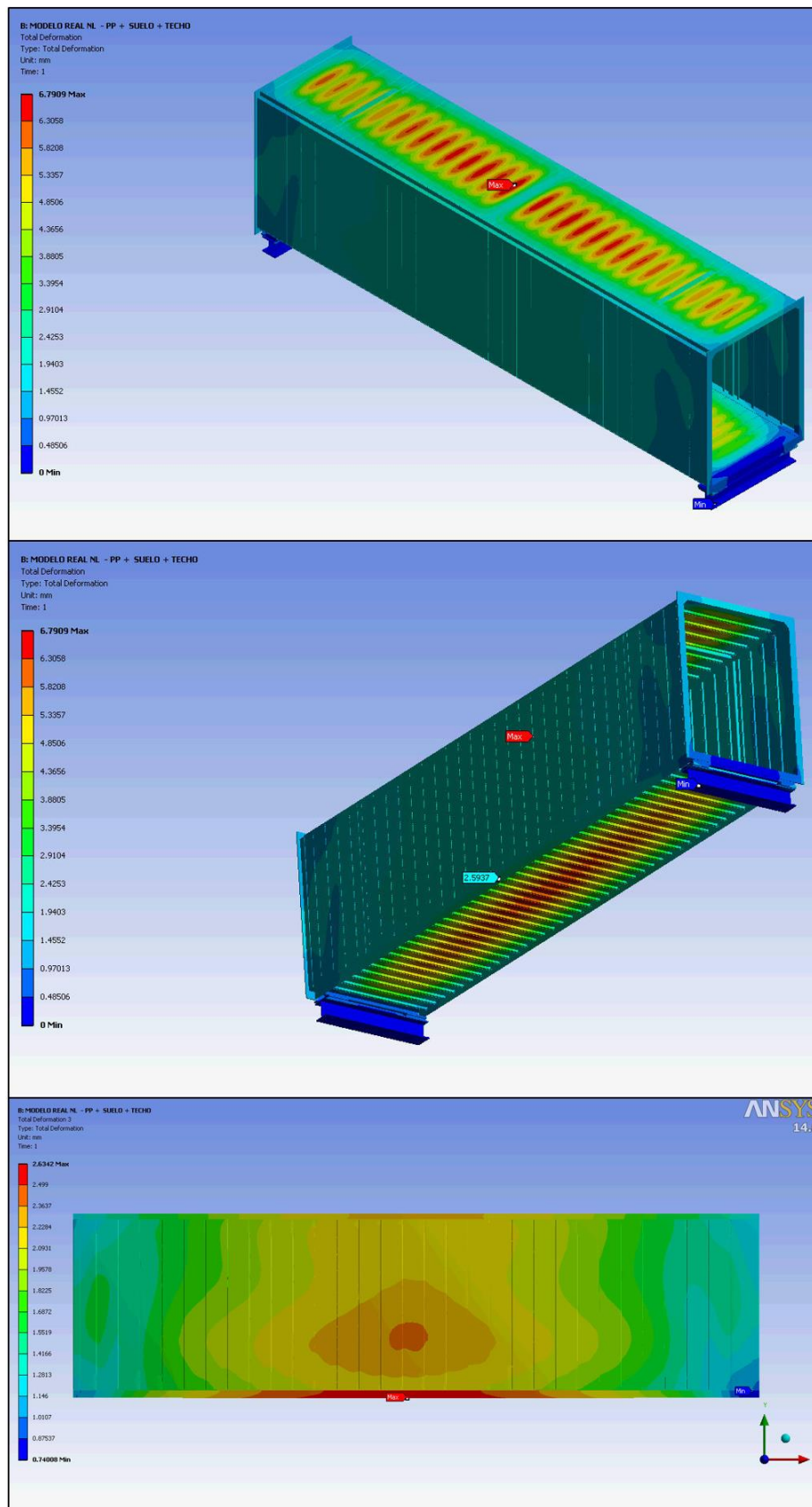
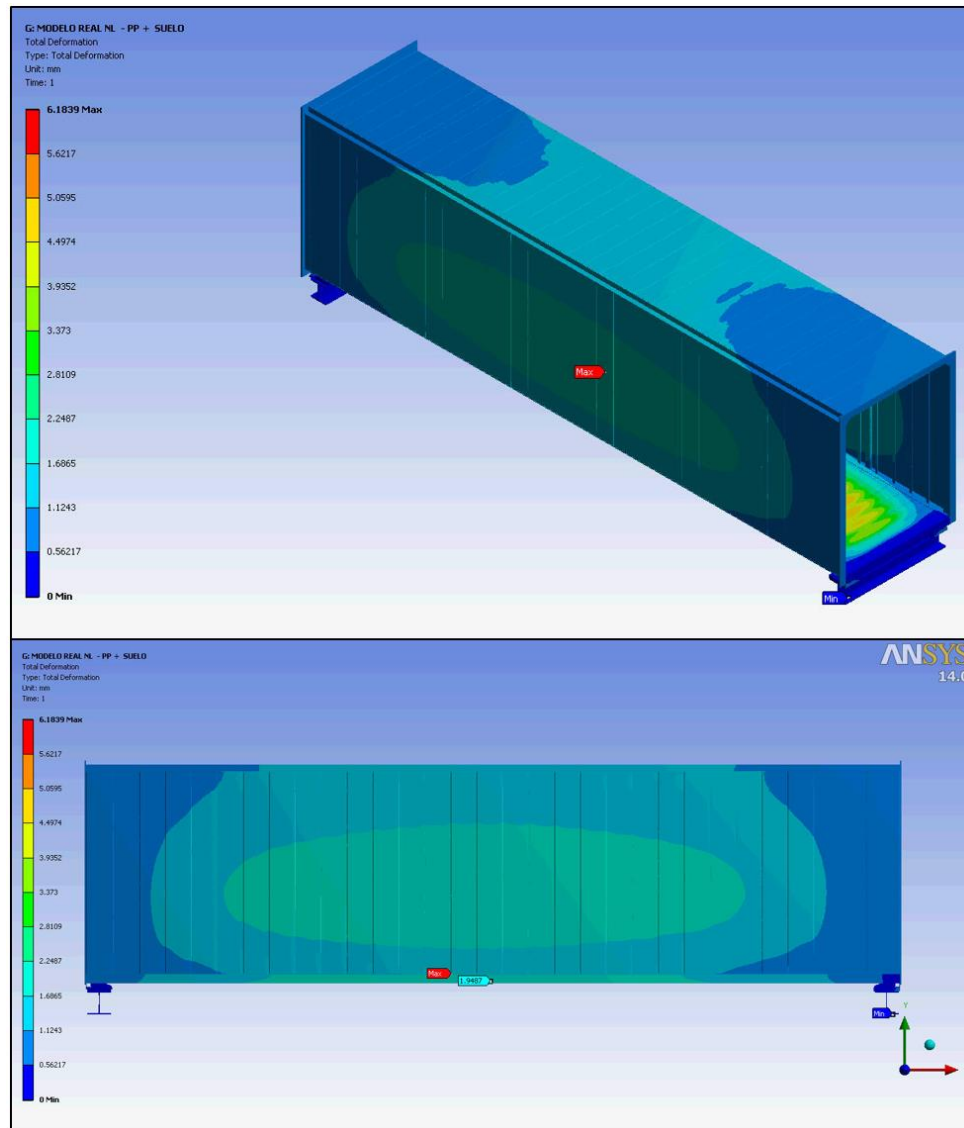


Imagen 119: Caso 3. Vistas de desplazamiento global y detalle de desplazamiento vertical del lateral derecho [mm].



*Imagen 120: Caso 4. Desplazamientos globales [mm].*

Con objeto de llevar a cabo un análisis detallado de los desplazamientos de cada caso, se extrajeron los desplazamientos verticales en un “*path*” a lo largo del toda la longitud del cordón inferior, ubicado en la línea en la que se dispusieron los transductores de desplazamiento durante la prueba.

Posteriormente, los resultados se graficaron para mayor claridad.



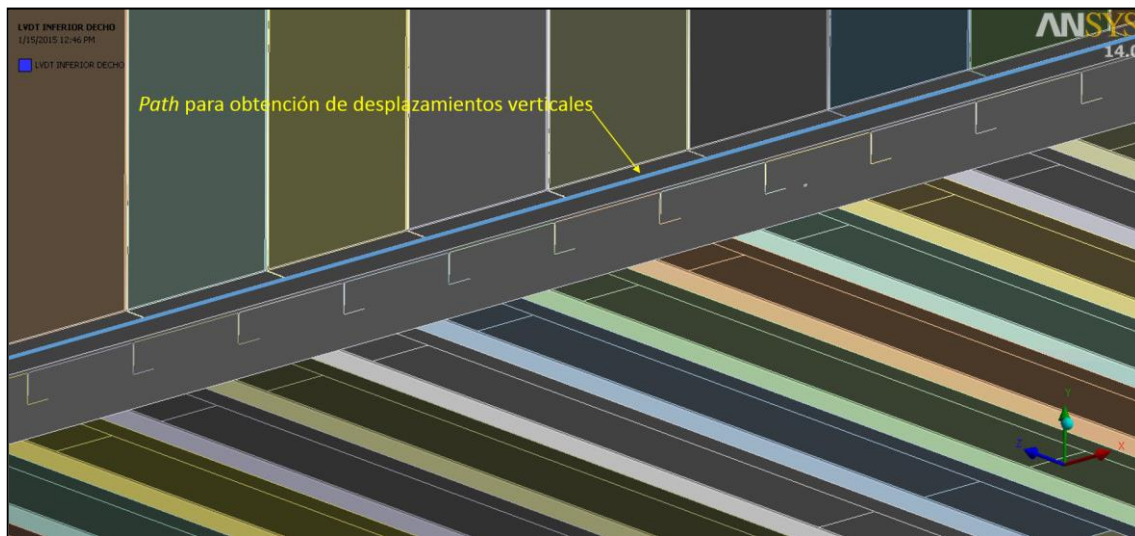
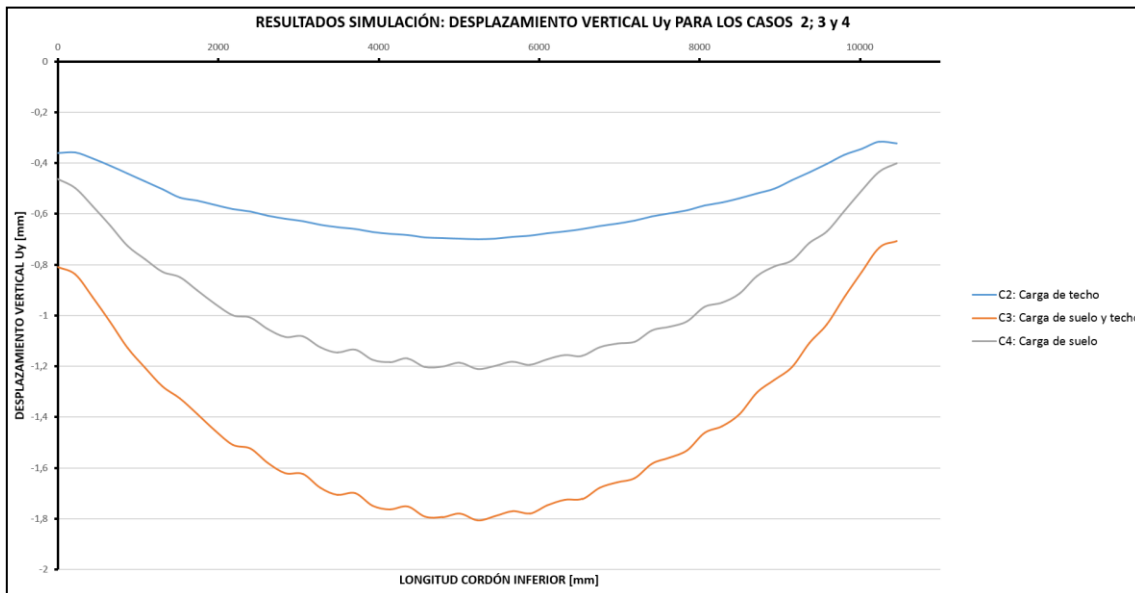


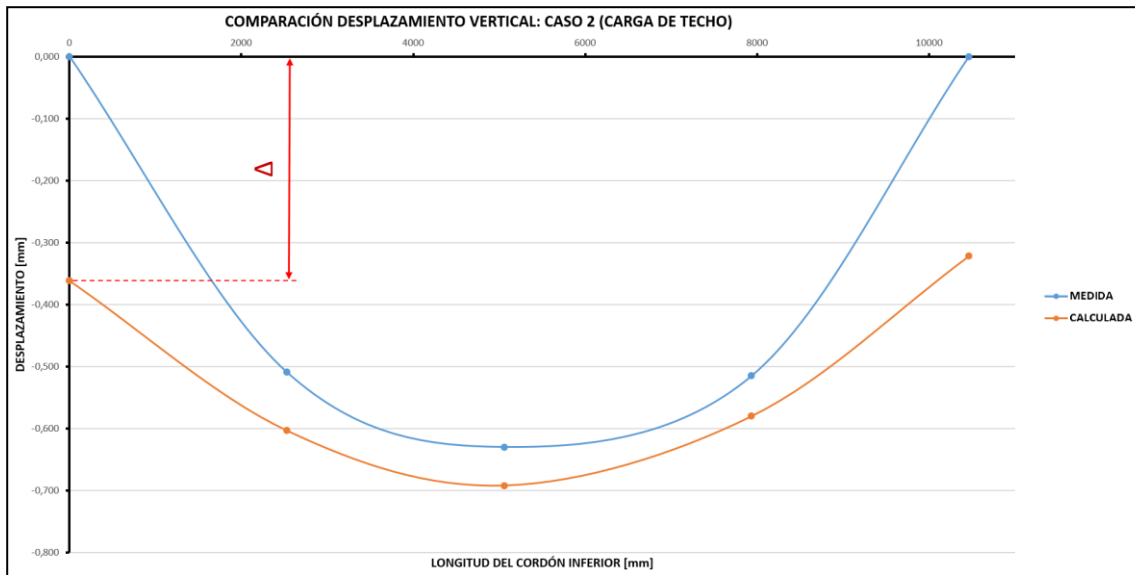
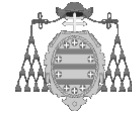
Imagen 121: "Path" para obtención de desplazamientos verticales en el angular inferior.



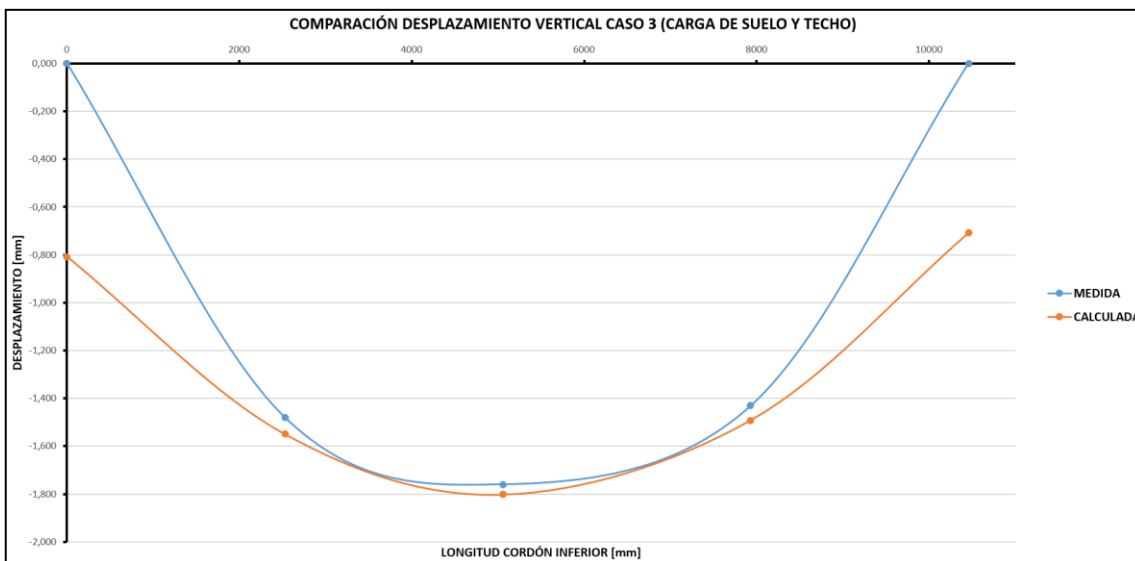
Gráfica 75: Desplazamientos verticales del cordón inferior para los casos 2; 3 y 4 [mm].

Cabe mencionar que los resultados mostrados en la gráfica anterior para los casos 2; 3 y 4; ya se han descontado el desplazamiento vertical debido al peso propio.

Dado que en este cordón, sólo se dispusieron tres transductores de desplazamiento durante la prueba, es necesario extraer los desplazamientos verticales en esos tres puntos, para facilitar la comparación. Los resultados finales se muestran graficados a continuación.

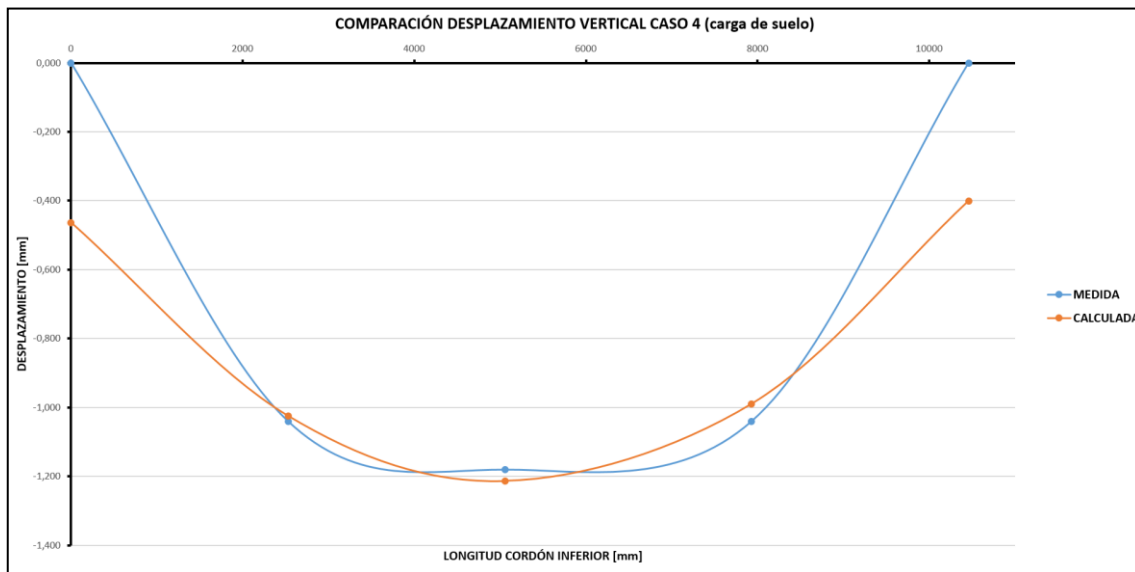
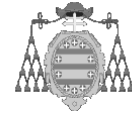


Gráfica 77: Comparación de desplazamientos verticales para el caso 2 (carga de techo).



Gráfica 76: Comparación de desplazamientos verticales para el caso 3 (carga de techo y suelo).

En la gráfica anterior se muestra la comparación en desplazamientos para el caso 2. Así mismo, es preciso mencionar que, para la curva correspondiente al ensayo, se han hecho nulos los desplazamientos en los extremos, puesto que se carece de datos en dichos puntos, aunque es evidente que esto no es así, sobre todo teniendo en cuenta el buen ajuste conseguido entre ambas curvas.



Gráfica 78: Comparación de desplazamientos verticales para el caso 4 (Carga de suelo).

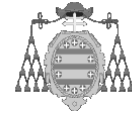
Las graficas presentadas revelan un ajuste bastante bueno para los tres casos estudiados. Los errores cometidos en cada punto de medición se tabulan a continuación, junto con un resumen de los resultados.

DESPLAZAMIENTO VERTICAL MEDIDO EN LA PRUEBA DE CARGA			
L [mm]	CASO		
	Uy 2 [mm]	Uy 3 [mm]	Uy 4 [mm]
0	0,000	0,000	0,000
2530	-0,509	-1,480	-1,040
5060	-0,630	-1,760	-1,180
7930	-0,515	-1,430	-1,040
10460	0,000	0,000	0,000

Tabla 32: Resumen de desplazamientos medidos en la prueba de carga.

DESPLAZAMIENTO VERTICAL CALCULADO			
L [mm]	CASO		
	Uy 2 [mm]	Uy 3 [mm]	Uy 4 [mm]
0	-0,361	-0,808	-0,464
2530	-0,603	-1,549	-1,025
5060	-0,692	-1,802	-1,213
7930	-0,580	-1,492	-0,989
10460	-0,322	-0,708	-0,401

Tabla 33: Desplazamientos verticales calculados.



ERROR DESPLAZAMIENTO VERTICAL			
L [mm]	CASO		
	2	3	4
2530	18,49%	4,65%	1,46%
5060	9,86%	2,40%	2,81%
7930	12,65%	4,33%	4,88%

*Tabla 34: Errores en la comparación de desplazamientos.*

Como se observa, el error máximo cometido no supera el 19%, en el caso 2, que presenta los mayores errores, mientras que para los casos 3 y 4; el error máximo nunca es superior al 5%.

Ante esto, y a la espera de los resultados de la comparación de tensiones, puede afirmarse que el modelo numérico reproduce adecuadamente el comportamiento de la estructura, con lo que a su vez, el modelo B de punto de soldadura usado en la simulación, parece ser adecuado para reproducir el comportamiento global de la estructura.

#### 4.2.1.6 ANÁLISIS DE RESULTADOS: TENSIONES

Antes de comenzar con este análisis, es preciso recordar que, las mediciones de tensiones llevadas a cabo, presentaron el inconveniente de que ninguna de las galgas ni las rosetas recuperaban totalmente su estado inicial de tensión previa a la carga.

Este hecho no indica que se hayan sufrido deformaciones plásticas, pues esto queda descartado atendiendo a los resultados de desplazamientos, que revelan la completa recuperación de la estructura tras la eliminación parcial y total de la carga, además de que, como se verá, los niveles de tensión alcanzados son muy inferiores a los límites elásticos de los aceros que componen la estructura.

Sin embargo, y como ya se apuntó anteriormente, la gran sensibilidad de estos dispositivos puede provocar este tipo de fenómenos, puesto que cualquier alteración, por leve que sea, conlleva distorsiones en las mediciones.

La prueba de carga se llevó a cabo con medios mecánicos, que han causado impactos en la estructura, en ocasiones en la cercanía de las galgas. Además, éstas se

colocaron en la estructura 24 horas antes de la prueba, por lo que sufrieron cambios de temperatura y humedad. Todos estos factores pueden ser los causantes de que las galgas no recuperen el estado de tensión nula inicial, a pesar de que la estructura no haya experimentado deformaciones plásticas, como se puede apreciar también en las siguientes imágenes obtenidas de la simulación.

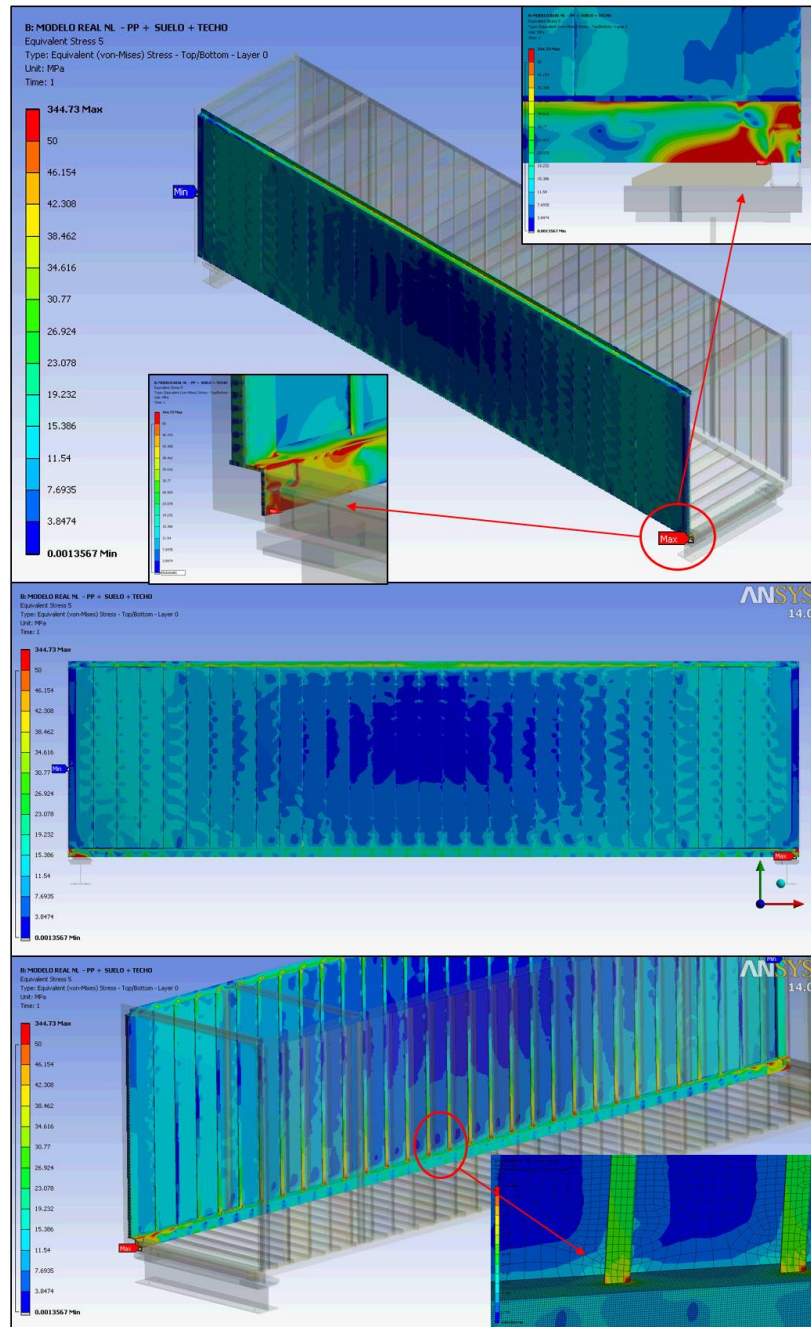
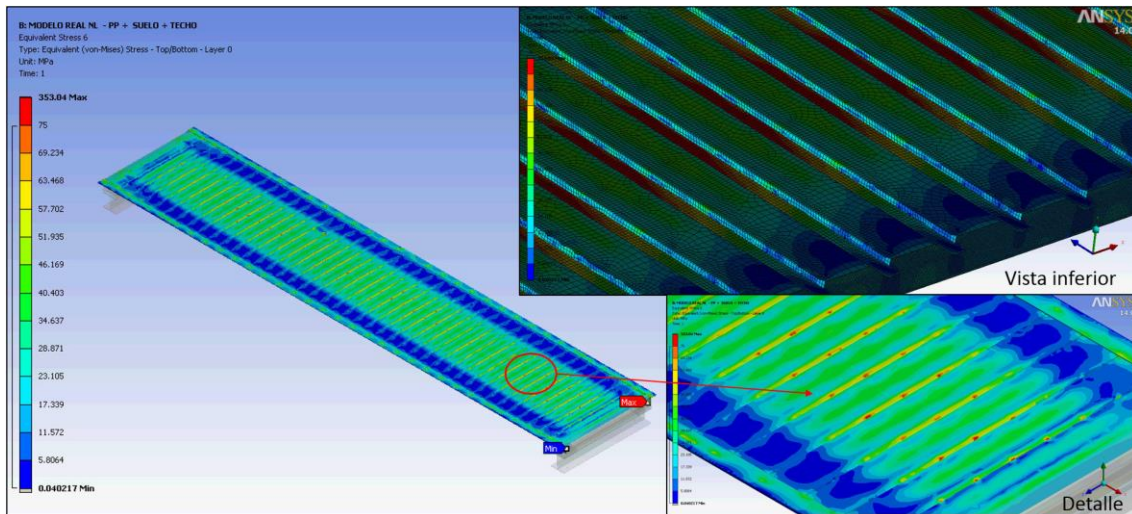
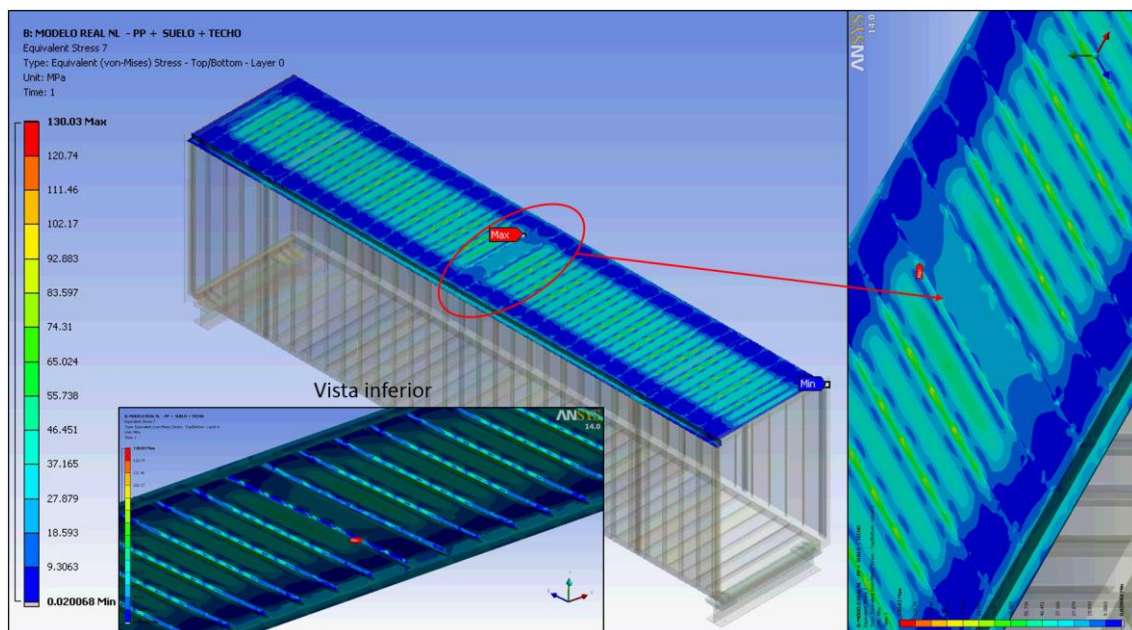


Imagen 122: Caso 3. Detalle de tensiones de Von Mises para el lateral derecho [MPa].

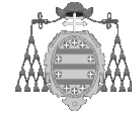


**Imagen 123:** Caso 3. Tensiones de Von Mises en el suelo de la estructura [MPa].



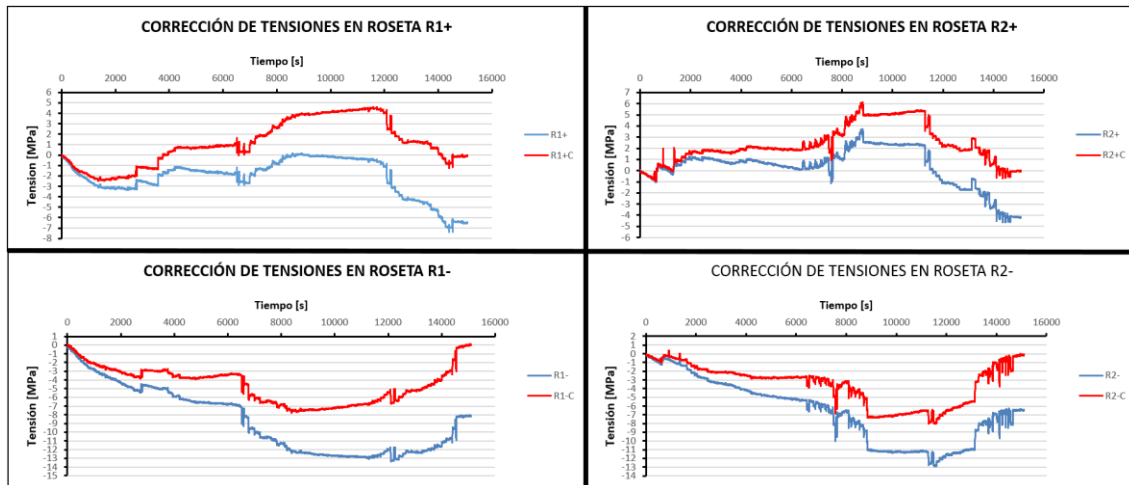
**Imagen 124:** Caso 3. Tensiones de Von Mises en el techo de la estructura [MPa].

Así es que con el fin de corregir el error final de las mediciones de las galgas, se ha procedido a eliminarlo, restando a la tensión registrada, la tensión proporcional a su ubicación en la escala de tiempo, obteniéndose dicha proporción mediante la recta que une las tensiones inicial y final en cada caso.



PARÁMETROS DE LAS RECTAS DE CORRECCIÓN PARA LAS ROSETAS ( $\sigma_c = m \cdot t + \sigma_{t=0}$ )				
ROSETA	R1+	R1-	R2+	R2-
m	-0,00042	-0,00053	-0,00028	-0,00042
$\sigma_{t=0}$	-0,08711	-0,1842	0,06327	-0,01498

Tabla 35: Parámetros de las rectas de corrección para las tensiones de las rosetas.



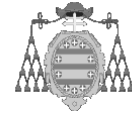
Gráfica 79: Tensiones registradas y tensiones corregidas para las rosetas 1 y 2.

Tras la corrección aplicada, que en vista de las gráficas anteriores, en algunos casos puede ser sustancial, se obtienen las tensiones tabuladas a continuación. Destacar que los resultados mostrados, se han obtenido a partir del promedio de las tensiones registradas en el intervalo de tiempo en reposo de cada estado de carga.

TENSIONES CORREGIDAS EN LAS ROSETAS PARA CADA CASO DE CARGA [MPa]				
CASO	R1+C	R1-C	R2+C	R2-C
2 (Techo)	0,7740	-3,6016	1,9719	-2,7323
3 (Techo y Suelo)	4,1104	-7,1806	5,1258	-6,9877
4 (Suelo)	1,2653	-5,2876	1,8510	-5,6444
1 (Vacío)	0,000	0,000	0,000	0,000

Tabla 36: Tensiones corregidas en las rosetas.

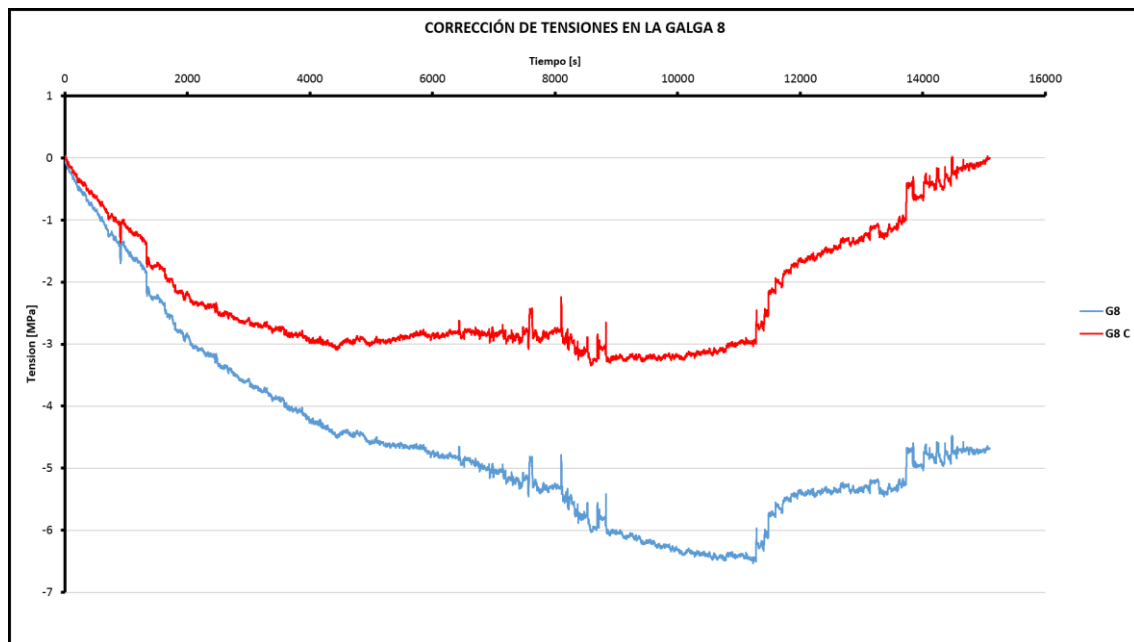
El mismo proceso de corrección se aplicó a las tensiones registradas por el resto de galgas utilizadas durante la prueba, con los resultados mostrados a continuación.



PARÁMETROS DE LAS RECTAS DE CORRECCIÓN PARA LAS GALGAS ( $\sigma_c = m \cdot t + \sigma_{t=0}$ )							
GALGA	G7	G8	G9	G10	G11	G12	G13
m	-0,000228	-0,000306	0,000166	-0,00012	-0,000071	-0,000052	-0,00023
$\sigma_{t=0}$	-0,03258	-0,06004	-0,06888	-0,02094	0,1238	-0,00326	-0,03816

Tabla 37: Parámetros de las rectas de corrección para las tensiones de las galgas.

La corrección más acusada se da para la galga 8, como se aprecia en la siguiente gráfica.



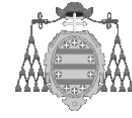
Gráfica 80: Tensiones registradas y tensiones corregidas para la galga 8.

TENSIONES CORREGIDAS EN LAS GALGAS PARA CADA CASO DE CARGA [MPa]							
CASO	G7 C	G8 C	G9 C	G10 C	G11 C	G12 C	G13 C
2 (Techo)	3,0926	-2,9175	2,4448	2,5982	-8,1353	-5,3289	13,3850
3 (Techo y Suelo)	3,7037	-3,1565	19,2160	7,0998	-17,8133	-15,9462	14,0040
4 (Suelo)	-0,6415	-1,3394	13,9455	2,6972	-9,7433	-10,2470	-1,9747
1 (Vacío)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000

Tabla 38: Tensiones corregidas para cada galga.

Es posible comparar la influencia de la corrección efectuada comparando estos valores, con los proporcionados en el capítulo correspondiente a la prueba de carga de la estructura.





Finalmente, para llevar a cabo la comparación con las tensiones obtenidas en la simulación, se crearon “paths” en las zonas de ubicación de galgas y rosetas, a partir de los cuales se puede extraer las tensiones en la dirección en la que se orientaron los dispositivos de medida adheridos a la estructura. Los resultados de la simulación se muestran tabulados a continuación.



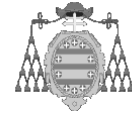
Imagen 125: Detalle de los “paths” creados para la obtención de los resultados en las galgas 9, 10, 11 y 12.

RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN: ROSETA 1		
CASO	$\sigma_{\max}$ [MPa]	$\sigma_{\min}$ [MPa]
1 (Vacío: Peso propio)	1,4851	-1,0567
2 (Techo)	3,7706	-1,2938
3 (Techo y suelo)	6,7165	-6,1718
4 (Suelo)	3,1131	-4,8408

Tabla 39: Resultados de la simulación para la roseta 1.

RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN: ROSETA 2		
CASO	$\sigma_{\max}$ [MPa]	$\sigma_{\min}$ [MPa]
1 (Vacío: Peso propio)	1,5147	-1,0243
2 (Techo)	3,9882	-1,2417
3 (Techo y suelo)	6,9777	-6,1732
4 (Suelo)	3,1950	-4,9351

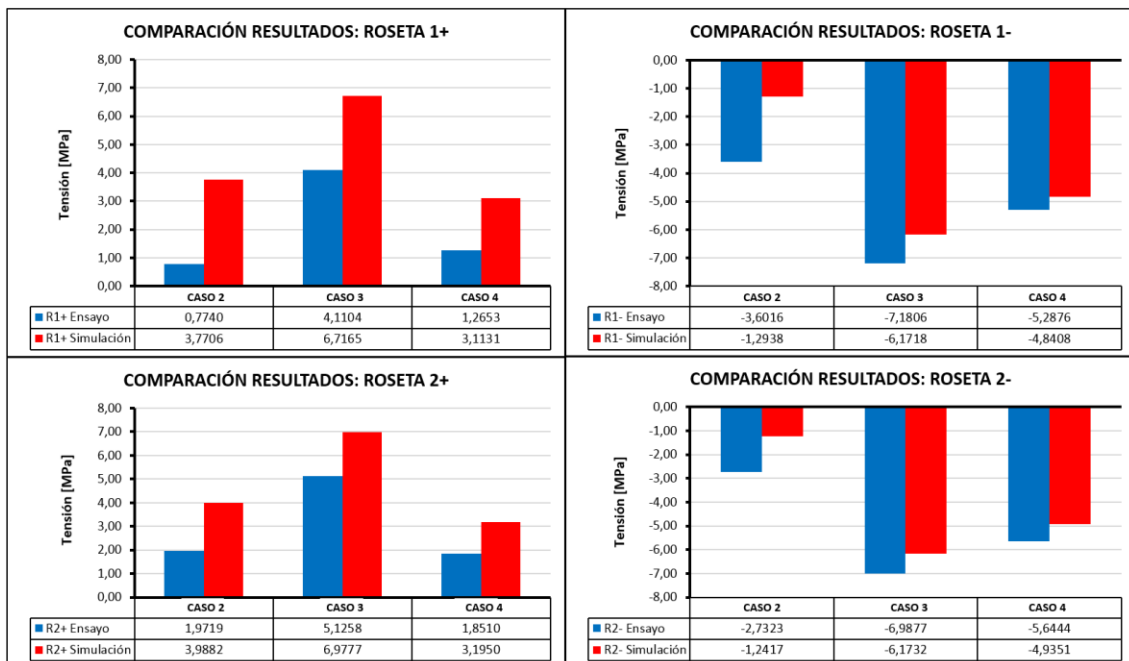
Tabla 40: Resultados de la simulación para la roseta 2.



RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN: GALGAS [MPa]							
CASO	G7	G8	G9	G10	G11	G12	G13
1 (Vacío: Peso propio)	0,0101	0,1353	2,5382	2,5009	-3,1067	-3,2185	-0,9849
2 (Techo)	3,3407	0,2390	4,2924	4,5898	-7,4423	-2,2093	0,2744
3 (Techo y suelo)	2,9459	1,1964	11,9188	8,6591	-17,1793	-12,5385	2,9814
4 (Suelo)	0,3618	0,7642	7,6138	4,0303	-9,6903	-10,2905	1,8544

Tabla 41: Resultados de la simulación para las galgas.

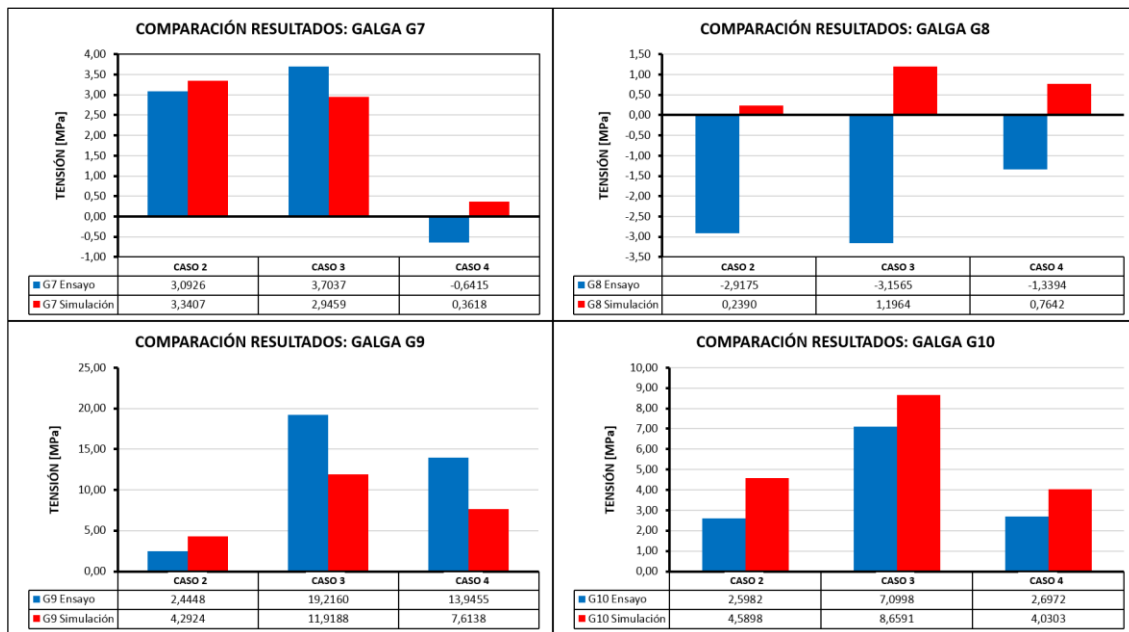
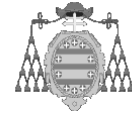
Para facilitar la comparación de los resultados se presentan las siguientes gráficas.



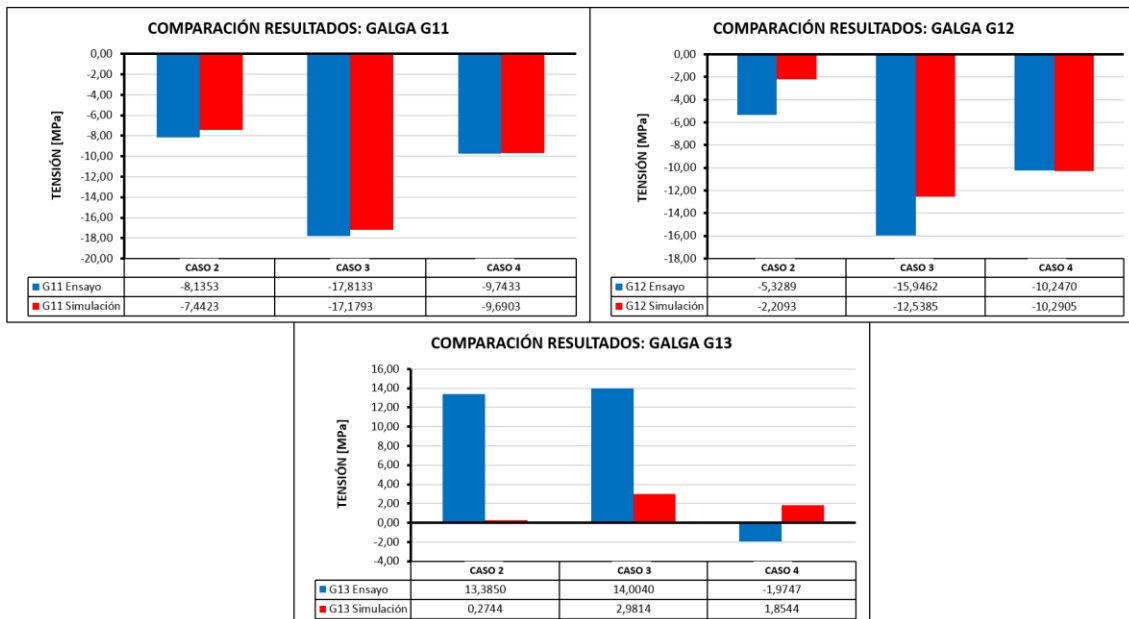
Gráfica 81: Diagramas para comparación de las tensiones en las rosetas.

De los diagramas anteriores puede destacarse lo siguiente:

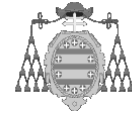
- Los signos de las tensiones medidas coinciden con los de la simulación. En tensiones tan bajas como las registradas, este hecho puede tomarse como síntoma de que la comparación es satisfactoria.
- Las tensiones son mayoritariamente inferiores a 5,0 MPa, por lo que realizar una comparación de resultados basada en el porcentaje de error, puede resultar engañosa.



Gráfica 82: Diagramas de comparación de las tensiones en las galgas 7, 8, 9 y 10.

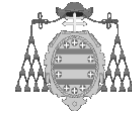


Gráfica 83: Diagramas de comparación de las tensiones en las galgas 11, 12 y 13.



Sobre los resultados obtenidos para las galgas puede comentarse lo siguiente:

- En cuanto a la galga 7, ubicada en la parte superior de un panel lateral, los resultados para los casos de carga 2 y 3 son bastante aproximados, con tensiones por debajo de 5 MPa. Sin embargo, para el caso 4 se origina un cambio de signo en la tensión, alterando la tendencia positiva de las tensiones con los casos anteriores, pero con valores de tensión muy bajos, por debajo de 1,0 MPa; por lo que en un rango de variación tan reducido, la gran sensibilidad de la galga puede haber sido la causante de esta disparidad, que no es representativa.
- Para la galga 8, ubicada en la parte inferior de un panel lateral, se producen las mayores diferencias de todas las galgas, claramente marcadas por el cambio de signo en todos los casos de carga. Esta galga estaba colocada en la parte inferior de la pared lateral, en una posición bastante accesible, y por tanto susceptible de haber recibido golpes durante los procesos de carga y descarga, por lo sus resultados no pueden considerarse en la comparación.
- En la galga 9, ubicada en la parte horizontal del angular inferior, se registran niveles de tensión más elevados, sobre todo en los casos 3 y 4. En este caso, los porcentajes de error revelan una disparidad sustancial con los valores de la simulación, produciéndose el menor error para el caso 3, con un 38%; lo que resulta excesivo para poder validar los resultados de esta galga. Tal vez las distorsiones que se produjeron durante el proceso de carga y descarga del suelo, haya contribuido negativamente en este caso.
- Para la galga 10, ubicada en la parte vertical del angular inferior, los niveles de tensión vuelven a situarse por debajo de los 10 MPa, e incluso por debajo de los 5 MPa en los casos 2 y 4. Por lo que en estos casos, el porcentaje de error puede resultar engañoso, así que tomando como base el signo de las tensiones, la comparación en estos casos es válida. Sin embargo, en el caso 3, el error alcanza el 21,96%; siendo éste un nivel aceptable para la validación.
- En la galga 11, ubicada en la cara horizontal del angular superior, se registran niveles de tensión más elevados, similares a los de la galga 9



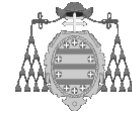
pero en compresión. En este caso, los niveles de error se reducen considerablemente, siendo del 8,52%; del 3,56% y del 0,54% para los casos 2, 3 y 4 respectivamente. Nótese, que esta galga está situada en un punto de difícil acceso y alejada de posibles perturbaciones, que hubieran podido distorsionar los registros. Por tanto, la fiabilidad de los resultados por ella proporcionados es alta, por lo que teniendo en cuenta los reducidos niveles de error que se desprenden de la comparación, puede decirse que estos resultados son útiles para validar el modelo numérico utilizado.

- En el caso de la galga 12, ubicada en la cara vertical del angular superior, los resultados obtenidos son también bastante buenos, llegando incluso a un error del 0,42% en el caso 4. Al igual que para la galga anterior, estos resultados validan el modelo de cálculo.
- Finalmente, la galga 13 ubicada en el techo del túnel, registra una gran disparidad con los resultados de la simulación. Lo cierto en este caso es que se trata de una galga muy expuesta a las distorsiones creadas durante el proceso de carga y descarga del techo, lo que sin duda ha influido para invalidar por completo los resultados registrados en ella.

En resumen, tanto las dos rosetas, como las galgas 7, 10; 11 y 12 han arrojado resultados suficientemente satisfactorios en la comparación con los resultados numéricos.

Del mismo modo, la comparación en desplazamientos evidencia que la rigidez del modelo numérico, conseguida a través del modelo B de punto de soldadura, es equiparable a la de la estructura real.

Con esto puede decirse, que el modelo de cálculo utilizado es válido para reproducir el comportamiento de la estructura ensayada, tanto en desplazamientos, como en tensiones. Por lo tanto, puede ser tomado como base para desarrollar modelos de cálculo simplificados, con el objetivo de reducir los tiempos de pre y post-procesado, así como el elevadísimo coste computacional del modelo realista.



#### 4.2.2 MODELO ORTÓTROPO

Gracias a los ensayos llevados a cabo, ha sido posible validar un modelo de cálculo, que reproduce adecuadamente el comportamiento de la estructura de láminas tridimensionales de chapa delgada, unidas entre sí mediante puntos de soldadura.

El modelo realista usado permite obtener resultados con un nivel de detalle muy elevado, desde concentraciones de tensiones en detalles constructivos poco convencionales, hasta los esfuerzos internos en los puntos de soldadura que componen la estructura. Sin embargo, este nivel de detalle tiene un alto coste desde un punto de vista productivo por muchos motivos:

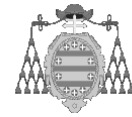
- Se requiere un elevado número de horas para crear un modelo geométrico con tanto nivel detalle.
- El tiempo de preparación de la simulación también es elevado.
- Un modelo de estas características implica un alto número de grados de libertad, que acompañado de las no linealidades presentes, requiere un alto coste computacional, que además sólo puede ser asumido en caso de disponer de los medios adecuados.

COSTE COMPUTACIONAL Y CARACTERÍSTICAS DEL MODELO REALISTA PARA EL CASO 3	
NODOS	1818341
ELEMENTOS	1694161
CP TIME [s]	354393,656
ELAPSED TIME [s]	74047

*Tabla 42: Coste computacional del modelo realista para el caso 3. Intel Xeon E5630 a 2,53Ghz; con 64 Gb de memoria RAM.*

A pesar de que este coste computacional y los tiempos asociados pueden asumirse en un estudio de estas características, no es posible recurrir habitualmente a este tipo de modelos, por lo que resulta necesario el desarrollo de otros más asequibles, sin perder la robustez y la fiabilidad del modelo realista.

Por este motivo, en la presente Tesis Doctoral se han desarrollado otras alternativas viables, que aseguran la validez de los resultados obtenidos con ellas.



En este caso, la rigidez de la estructura laminar de chapa delgada puede ser reproducida mediante un modelo ortótropo, para el cual es necesario definir las 9 constantes independientes requeridas para el material, siendo entonces posible sustituir los paneles plegados y los puntos de soldadura, por una lámina continua del mismo espesor que las chapas, con rigidez equivalente a éstas.

Son muchos los autores que a lo largo de los últimos años ha desarrollado modelos ortótropos para estructuras similares. Sin embargo, de forma casi unánime, estos desarrollos han sido encaminados a estructuras más habituales, como son las chapas corrugadas, que son de común aplicación en contenedores marítimos, silos o incluso vigas armadas.

Dado que en este caso se trata de una estructura particular, no se han encontrado referencias de modelos ortótropos, para la tipología estructural estudiada en esta tesis. Por esta razón, en primer lugar se estudiará el grado de ajuste, que tienen en esta estructura los modelos definidos por varios autores, para a continuación, abordar el desarrollo de un modelo propio, basado en un diseño de experimentos mediante elementos finitos.

#### 4.2.2.1 *MODELO REALISTA DE REFERENCIA*

Una vez justificada la validez del modelo realista utilizada en el cálculo, no es preciso realizar todos los cálculos con un modelo tan grande como el del túnel ensayado, si no que es posible aislar una parte del mismo para continuar con el estudio.

En este caso se ha tomado uno solo de los laterales, eliminando el resto de elementos estructurales. Así, se consigue agilizar considerablemente el trabajo a llevar a cabo.

Este modelo de lateral, de 10460 mm de largo y con una altura de paneles de 2592 mm; será utilizado como referencia para comprobar el grado de ajuste, que los modelos ortótropos propuestos por varios autores alcanzan con respecto a los resultados proporcionados por el modelo realista. Recuérdese que este modelo incorpora el modelo B de punto de soldadura. El material para todos los elementos es acero estructural isótropo lineal, con  $E = 2 \cdot 10^5$  MPa y  $\mu = 0,30$ .

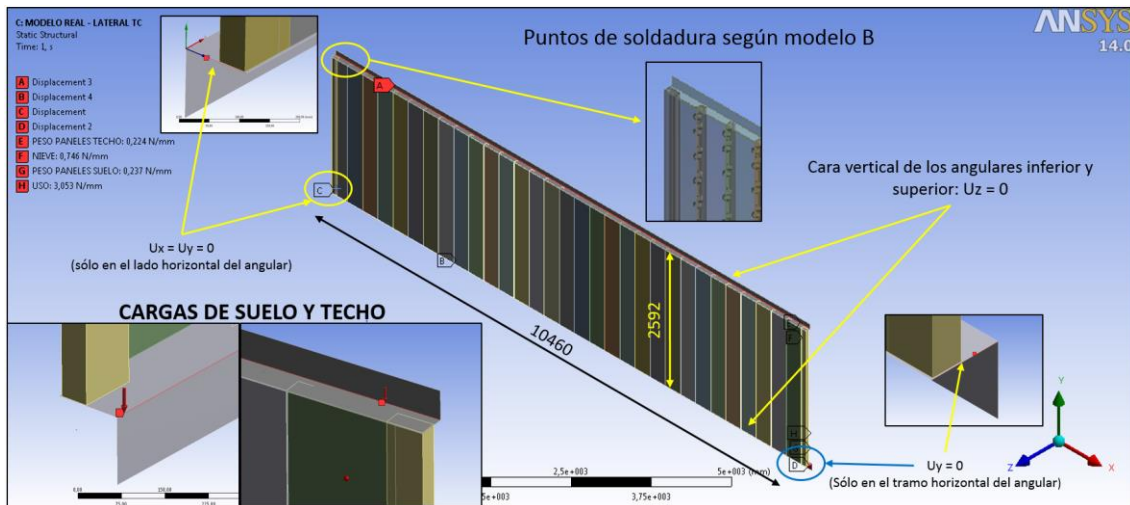


Imagen 126: Modelo realista de referencia y condiciones de contorno.

En este modelo se han aplicado las siguientes cargas:

- Carga lineal en el angular inferior: 3,29 N/mm.
- Carga lineal en el angular superior: 0,97 N/mm.

Destacar que estas cargas se corresponden con el peso de los paneles de suelo y techo, así como con las cargas de suelo y techo correspondientes. Así mismo, no se han tenido en cuenta el peso propio de los componentes del modelo.

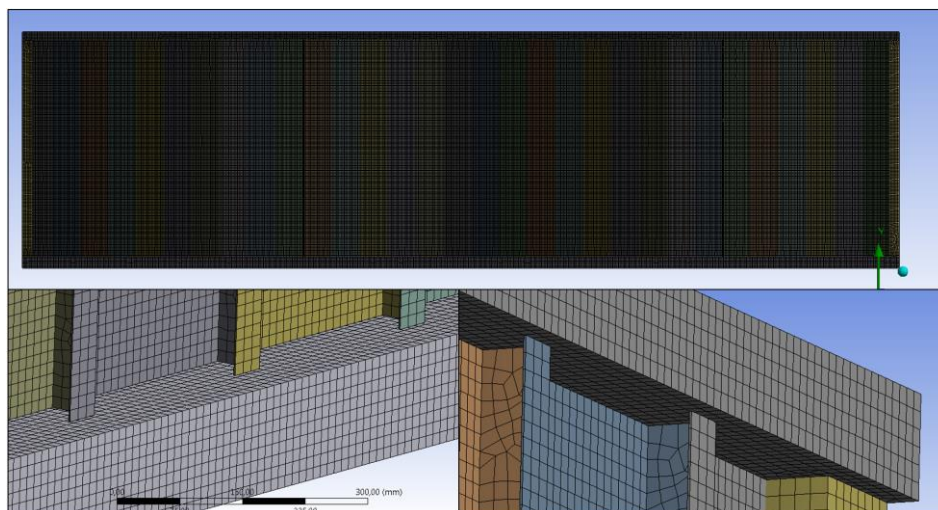


Imagen 127: Detalles del mallado para el modelo realista de referencia.

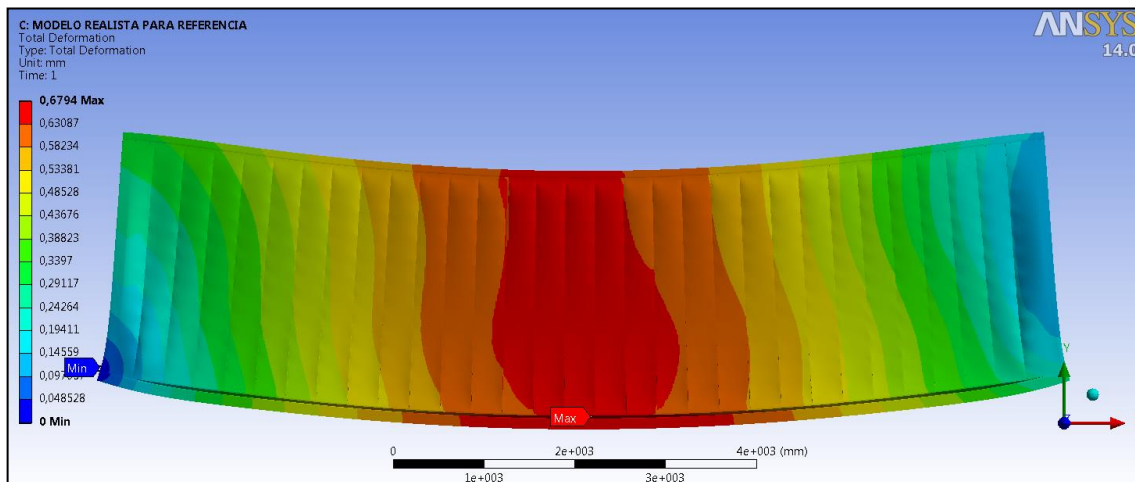
Gracias a la reducción del modelo geométrico, es posible aumentar la densidad de la malla, para la que se han usado exclusivamente elementos lámina tipo “Shell181” y elementos viga tipo “BEAM188”, para los puntos de soldadura.



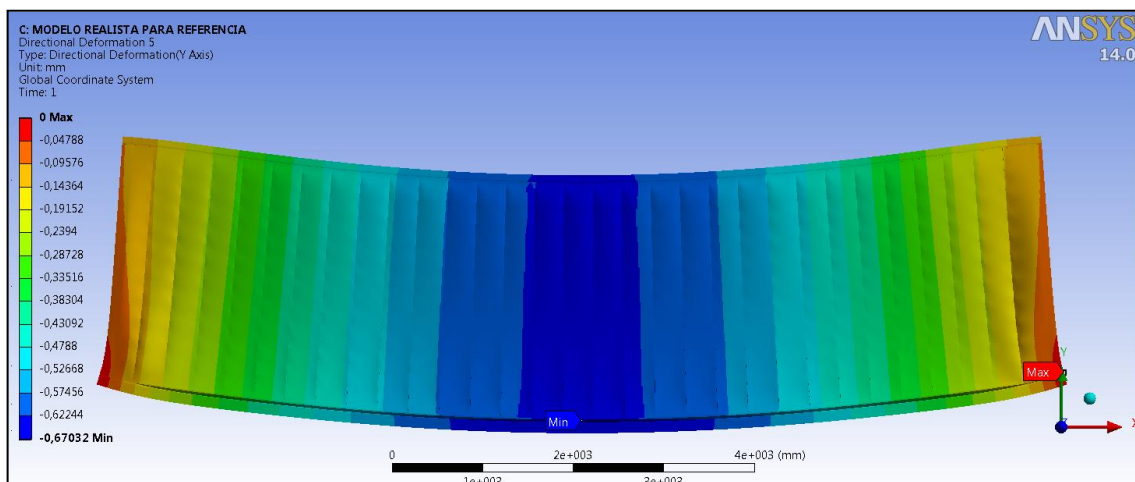
DATOS DE LA MALLA PARA EL MODELO REALISTA DE REFERENCIA	
NODOS	224576
ELEMENTOS	216947

*Tabla 43: Características de la malla para el modelo realista de referencia.*

Destacar que los resultados mostrados se han obtenido sin considerar teorías no lineales, puesto que un análisis previo reveló que éstas no influían significativamente.

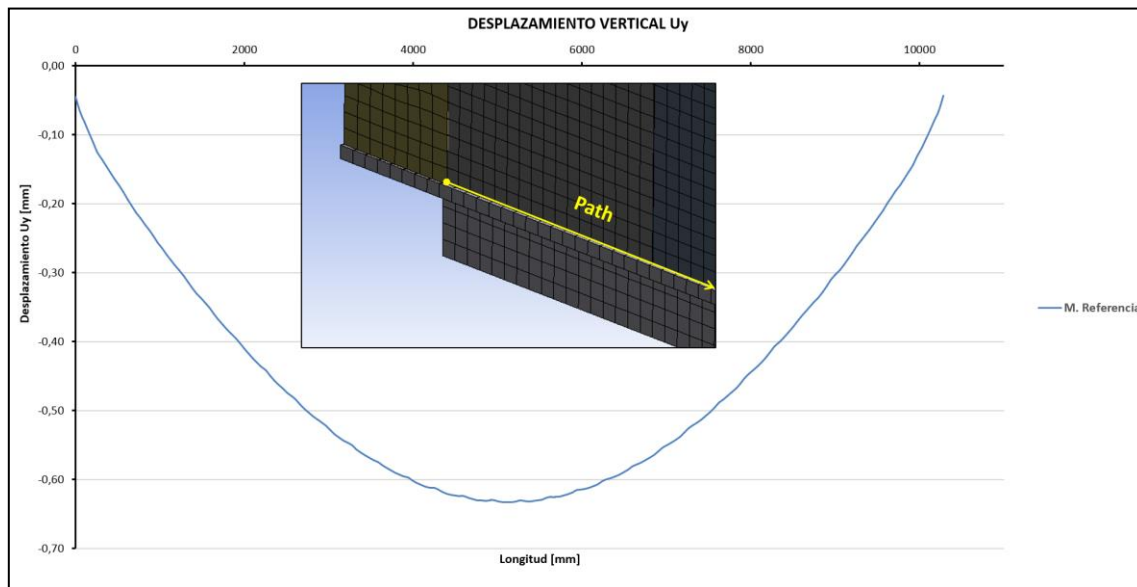


*Imagen 128: Desplazamientos globales para el modelo de referencia [mm].*



*Imagen 129: Desplazamiento vertical para el modelo de referencia [mm].*

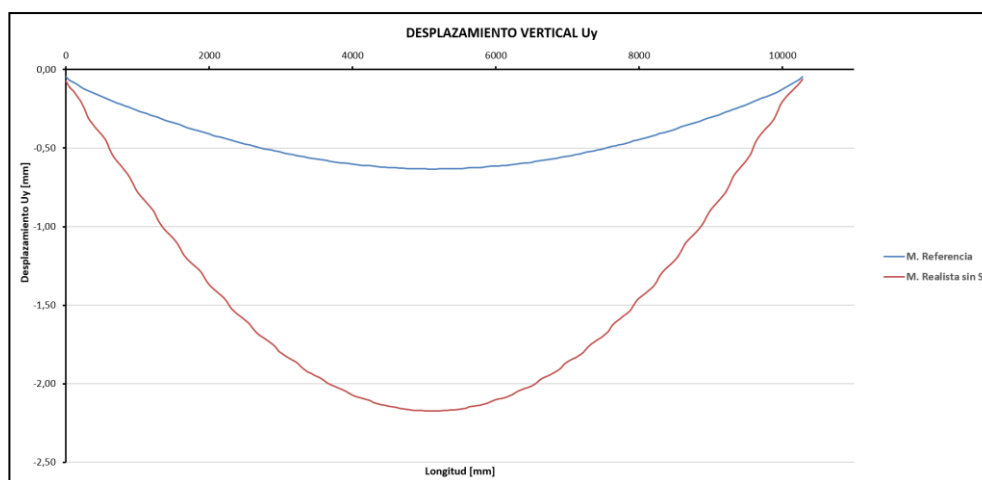
Finalmente, se han obtenido los desplazamientos verticales a lo largo de un “path” en la superficie media de paneles, en su unión con el angular inferior, cuyos resultados serán utilizados para la comparación con los modelos ortótropos existentes.



Gráfica 84: Desplazamiento vertical del modelo de referencia [mm].

Para este modelo, se ha obtenido un desplazamiento vertical máximo de  $-0,6334$  mm; que será utilizado como referencia para la comparación con los modelos ortótropos propuestos.

Antes de pasar a la comparación, resulta interesante conocer cual es la influencia de los puntos de soldadura en la rigidez a flexión del modelo. Para ello se ha repetido el mismo cálculo, pero eliminando todos los puntos de soldadura. Como se aprecia a continuación, la influencia es muy significativa, con un  $U_y$  mínimo de  $-2,1751$  mm.



Gráfica 85: Comparación de desplazamiento vertical para el modelo de referencia con y sin puntos de soldadura.

Adicionalmente, se ha utilizado el modelo de referencia para determinar el comportamiento a flexión fuera del plano de la estructura de chapas. Para esto, se han variado las vinculaciones y la carga, que en este caso se ha aplicado como una presión uniforme actuando perpendicularmente al plano de la lámina. A su vez, en la cara vertical de los angulares inferior y superior, se ha restringido el desplazamiento vertical.

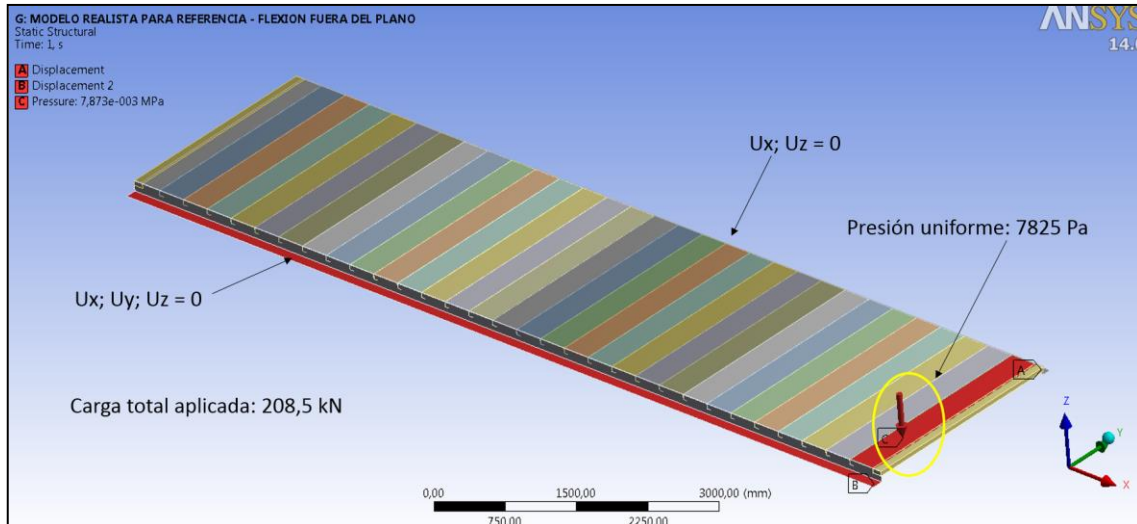


Imagen 130: Condiciones de contorno para determinación de desplazamientos fuera del plano.

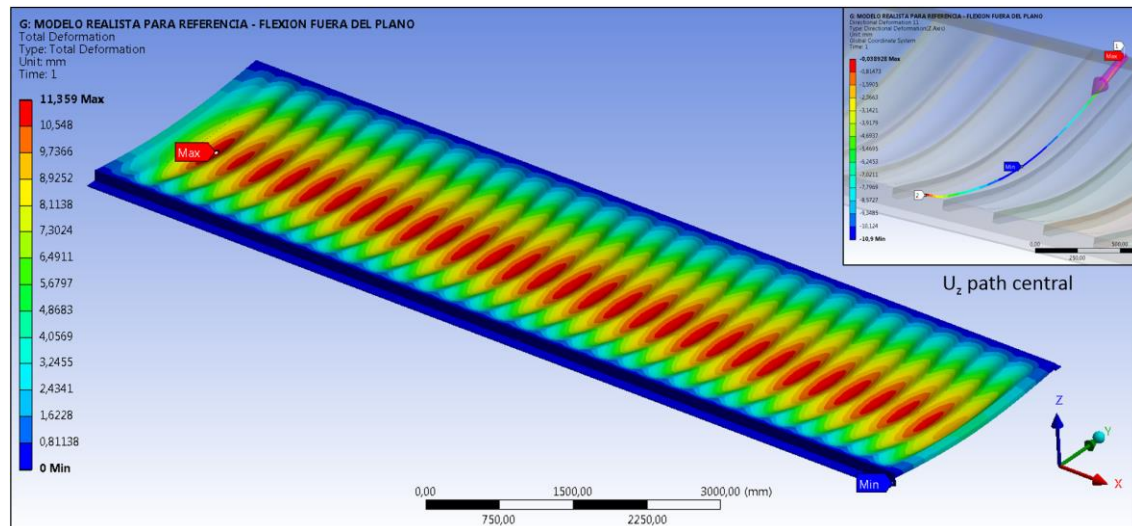
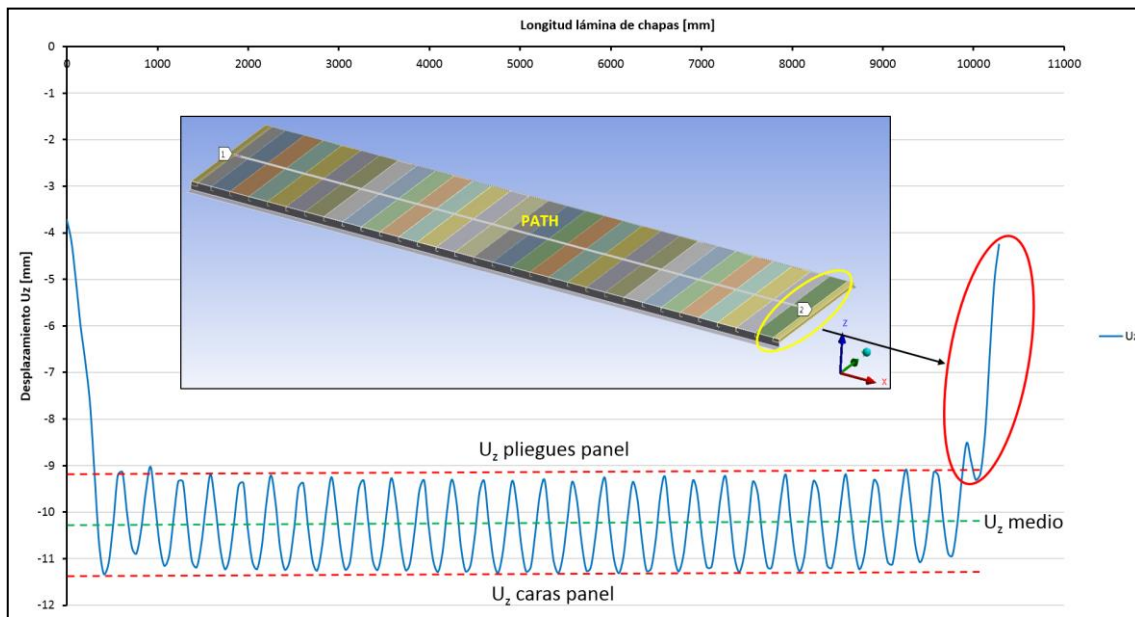


Imagen 131: Desplazamiento vertical  $U_z$  de la lámina de chapas plegadas en el modelo de referencia [mm].

En este caso, determinar el valor de referencia para el desplazamiento  $U_z$  resulta más complicado, puesto que éste se encuentra influenciado por los pliegues de los paneles, que actúan a modo de rigidizador, tal y como se aprecia en la siguiente gráfica.



Gráfica 86: Desplazamiento vertical  $U_z$  para el path central de la lámina [mm].

Para establecer el desplazamiento  $U_z$  de referencia, se ha optado por utilizar el valor medio entre los máximos y mínimos mostrados en la gráfica anterior. Con esto se tiene el siguiente valor de referencia:

- $U_z \text{ referencia} = -10,3038 \text{ mm}$

Este valor no está alejado del obtenido para el *path* central transversal al mostrado en la gráfica anterior, en el que el desplazamiento vertical es  $U_z = -10,90 \text{ mm}$ .

#### 4.2.2.2 DETERMINACIÓN DE CONSTANTES ORTÓTROPAS

Como se comentó anteriormente, la definición de un modelo ortótropo conlleva la determinación de 9 constantes independientes, que son los tres modulos longitudinales  $E_x$ ;  $E_y$ ;  $E_z$ ; los tres modulos transversales  $G_{xy}$ ;  $G_{yz}$ ;  $G_{xz}$ , y finalmente los tres coeficientes de Poisson  $\mu_{xy}$ ;  $\mu_{yz}$ ; y  $\mu_{xz}$ .

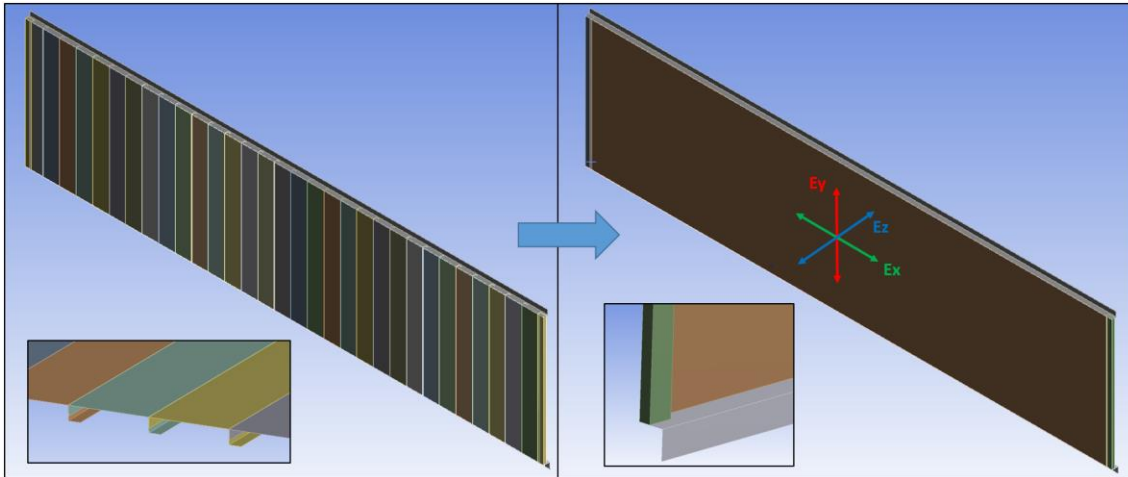


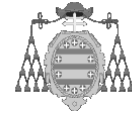
Imagen 132: Transformación de estructura de chapa plegada en lámina ortótropa.

Para determinar estas 9 constantes, deben respetarse una serie de restricciones que evitan la definición de valores inconsistentes en el modelo [15]. De la matriz de elasticidad de un material ortótropo se deduce, que las nueve constantes son independientes puesto que  $S_{ij} = S_{ji}$ .

$$[S_{ij}] = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & -\frac{\nu_{21}}{E_2} & -\frac{\nu_{31}}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{12}}{E_1} & \frac{1}{E_2} & -\frac{\nu_{32}}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{13}}{E_1} & -\frac{\nu_{23}}{E_2} & \frac{1}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{23}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{31}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} \end{bmatrix}$$

Como se indica en [15], el producto de una tensión por la deformación correspondiente es, en realidad, trabajo hecho por la tensión. De tal manera que la suma de trabajos realizados por todas las tensiones debe ser positiva, para evitar la creación de energía, lo que supone una restricción termodinámica para los valores de las constantes ortótropas.

Imagen 133: Matriz de flexibilidad de un material ortótropo.



Con esto, se establece por un lado que los términos de la diagonal principal de la matriz de elasticidad (inversa de la matriz de rigidez), deben ser positivos. Es decir:

- $E_1; E_2; E_3; G_{23}; G_{31}; G_{12} > 0$

Por otro lado, a partir de la condición de simetría  $S_{ij} = S_{ji}$ ; se deduce lo siguiente:

$$\frac{\mu_{ij}}{E_i} = \frac{\mu_{ji}}{E_j} \quad \text{Con } i, j = 1, 2, 3$$

*Ecuación 4*

En [16]; *B. M. Lempiere* establece, que al igual que para los términos de la diagonal principal de la matriz de rigidez, bajo condiciones apropiadas, un alargamiento en el que sólo aparece deformación longitudinal es posible. Así, el trabajo realizado está determinado por los elementos de la diagonal principal de la matriz de rigidez que, como se ha visto, deben ser positivos, de lo que se desprende:

- $(1 - \mu_{23} \cdot \mu_{32}) > 0; \quad (1 - \mu_{13} \cdot \mu_{31}) > 0; \quad (1 - \mu_{12} \cdot \mu_{21}) > 0$

Las relaciones anteriores pueden también ser expresadas de la siguiente forma, teniendo en cuenta las condiciones de simetría:

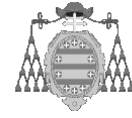
$$|\mu_{ij}| < \sqrt{\frac{E_j}{E_i}}$$

*Ecuación 5*

En [15] se facilita una expresión, que puede ser usada para establecer restricciones en un coeficiente de Poisson, a partir de los otros dos:

$$-\left[ \nu_{32} \nu_{13} \frac{E_2}{E_1} + \sqrt{1 - \nu_{32}^2} \frac{E_2}{E_3} \sqrt{1 - \nu_{13}^2} \frac{E_3}{E_1} \sqrt{\frac{E_2}{E_1}} \right] < \nu_{21} < -\left[ \nu_{32} \nu_{13} \frac{E_2}{E_1} - \sqrt{1 - \nu_{32}^2} \frac{E_2}{E_3} \sqrt{1 - \nu_{13}^2} \frac{E_3}{E_1} \sqrt{\frac{E_2}{E_1}} \right]$$

*Ecuación 6*



En [14] como restricción termodinámica se establece la siguiente condición, evitando así la creación de modelos de material no consistentes:

$$1 - \mu_{xy}^2 \frac{E_y}{E_x} - \mu_{yz}^2 \frac{E_z}{E_y} - \mu_{xz}^2 \frac{E_z}{E_x} - 2 \cdot \mu_{xy} \cdot \mu_{yz} \cdot \mu_{xz} \frac{E_z}{E_x} > 0$$

*Ecuación 7*

Por otro lado en [17] y en [30], se da la siguiente relación para estimar el módulo cortante de la lámina ortótropa:

$$G_{xy} \approx \frac{\sqrt{E_x \cdot E_y}}{2 \cdot (1 + \sqrt{\mu_x \cdot \mu_y})}$$

*Ecuación 8*

Así mismo, la siguiente con la siguiente relación se han determinado las constantes  $G_{yz}$ ;  $G_{xz}$  (con  $i, j = x; y; z$ ):

$$G_{ij} = \frac{E_i \cdot E_j}{(E_i + E_j + 2 \cdot \mu_{ij} \cdot E_i)}$$

*Ecuación 9*

Atendiendo a las condiciones anteriores podrán fijarse los nueve parámetros, para los diferentes modelos ortótropos propuestos. Destacar finalmente, que en todos los modelos  $E_z$  será igual a  $2 \cdot 10^5$  MPa.

Por último, aunque en el modelo de referencia no se tuvo en cuenta el peso propio de los elementos estructurales, y por tanto tampoco se hará en los modelos ortótropos propuestos, es necesario determinar la densidad de la lámina ortótropa. En este caso, se obtiene de manera sencilla con la siguiente formulación.

*Ecuación 10:* 
$$\rho_{orto} = \frac{g}{b \cdot t}$$

Donde:

- g: Peso lineal de la sección de chapa plegada.
- b: Paso entre paneles.
- t: Espesor de la chapa.



#### 4.2.2.3 DETERMINACIÓN DE RIGIDECES EQUIVALENTES

Normalmente, los nueve parámetros del material ortótropo mencionados anteriormente se determinan a partir de las rigideces de la lámina original. Por lo general, se tienen tanto rigideces en el plano de la lámina (rigideces de membrana  $B_x$ ;  $B_y$ ;  $B_{xy}$ ), y rigideces fuera del plano de la lámina (rigideces de flexión  $D_x$ ;  $D_y$ ;  $D_{xy}$ ).

En este caso, dado que sólo se pretende estudiar el desplazamiento vertical de la lámina en el plano de ésta ( $U_y$ ), bastaría con determinar las propiedades de membrana  $B_x$ ;  $B_y$ ;  $B_{xy}$ .

Sin embargo, debe recordarse que en la estructura objeto de estudio, las láminas de chapa plegada están también sometidas a cargas perpendiculares al plano de la chapa, por lo que también resulta interesante determinar las rigideces a flexión fuera del plano.

En [23], se facilitan las fórmulas que relacionan las rigideces dentro y fuera del plano de la lámina, con las constantes ortótropas correspondientes. Estas relaciones serán usadas para determinar los parámetros del material en cada modelo ortótropo, partiendo de la determinación de rigideces según las expresiones que cada autor establezca.

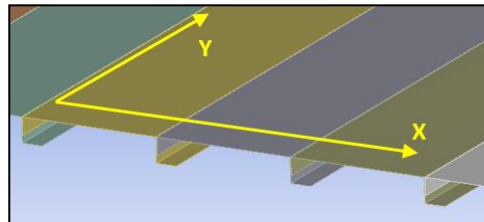


Imagen 134: Ejes de lámina de chapas plegadas.

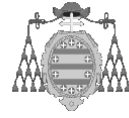
Constantes ortótropas a partir de las rigideces a flexión (Ejes en la imagen adjunta):

$$E_x = \frac{12 \cdot (1 - \mu_{xy} \cdot \mu_{yx})}{t^3} \cdot D_x \quad \text{Ecuación 11}$$

$$E_y = \frac{12 \cdot (1 - \mu_{xy} \cdot \mu_{yx})}{t^3} \cdot D_y \quad \text{Ecuación 12}$$

$$G_{xy} = \frac{6 \cdot D_{xy}}{t^3} \quad \text{Ecuación 13}$$





Para las constantes ortótropas en el plano de la lámina se tienen las siguientes relaciones [23]:

$$E_x^e = \frac{B_x}{t} \quad \text{Ecuación 14}$$

$$E_y^e = \frac{B_y}{t} \quad \text{Ecuación 15}$$

$$G_{xy}^e = \frac{B_{xy}}{t} \quad \text{Ecuación 16}$$

Estas relaciones se usarán en caso de que el modelo estudiado no incorpore la relación entre rigidez y constante ortótropa.

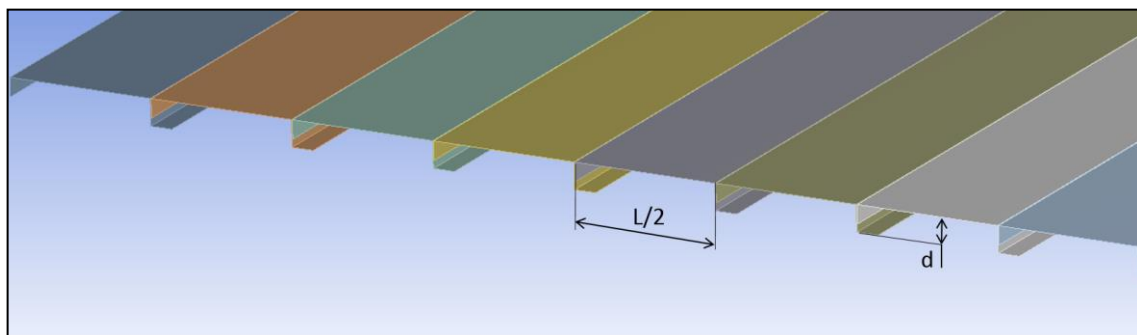
#### 4.2.2.4 MODELO ORTÓTROPO SEGÚN EUROCÓDIGO

En primer lugar se recurre a la normativa Europea vigente [18], en la cual se establece la formulación necesaria para la determinación de las rigideces equivalentes de la lámina ortótropa. Destacar que este modelo ortótropo está dirigido a la simplificación del cálculo de estructuras de silos, construidos a partir de chapas corrugadas.

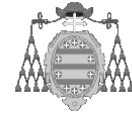
	<p>Rigideces en el plano</p> $C_x = Et_x = E \frac{2t^3}{3d^2}$ $C_y = Et_y = Et \left( 1 + \frac{\pi^2 d^2}{4l^2} \right)$ $C_{xy} = Gt_{xy} = \frac{Gt}{\left( 1 + \frac{\pi^2 d^2}{4l^2} \right)}$	<p>Rigideces fuera del plano</p> $D_x = EI_x = E_x \frac{t^3}{12}$ $D_x = E \frac{t^3}{12(1-\nu^2)} \frac{1}{\left( 1 + \frac{\pi^2 d^2}{4l^2} \right)}$ $D_y = 0.13 E t d^2$ $D_y = E_y \frac{t^3}{12}$ $D_{xy} = GI_{xy} = \frac{Gt^3}{12} \left( 1 + \frac{\pi^2 d^2}{4l^2} \right)$
--	---	---

**Imagen 135:** Rigideces equivalentes para el modelo ortótropo según el Eurocódigo.

Como se puede observar, en la formulación anterior se tienen en cuenta parámetros característicos de las chapas corrugadas, para las cuales está adaptada. Sin embargo, la geometría de los paneles plegados difiere significativamente de estas chapas, por lo que se requiere adaptar los parámetros correspondientes a la geometría de objeto de estudio.



**Imagen 136:** Adaptación de parámetros de la estructura de paneles plegados para el modelo de Eurocódigo.



RIGIDECES DE MEMBRANA PARA EL MODELO DE EUROCÓDIGO			
PASO PANEL [mm]	C <sub>x</sub> [N/mm]	C <sub>y</sub> [N/mm]	C <sub>xy</sub> [N/mm]
250	277,49	460702,01	133575,28
333	277,49	434145,57	141746,01
RIGIDECES A FLEXIÓN PARA EL MODELO DE EUROCÓDIGO			
PASO PANEL [mm]	D <sub>x</sub> [Nmm]	D <sub>y</sub> [Nmm]	D <sub>xy</sub> [Nmm]
250	127214,68	199888000,00	59064,30
333	134996,33	199888000,00	55659,63

Tabla 44: Rigideces dentro y fuera del plano según el Eurocódigo.

Finalmente se muestran tabuladas las 9 constantes que definen el material ortótropo de este modelo, que se han obtenido considerando las restricciones ya mencionadas.

CONSTANTES DEL MATERIAL ORTÓTROPO SEGÚN EUROCÓDIGO									
PASO [mm]	MÓDULOS DE YOUNG [MPa]			COEFICIENTES DE POISSON			MÓDULOS DE CORTANTE [MPa]		
	E <sub>x</sub>	E <sub>y</sub>	E <sub>z</sub>	μ <sub>xy</sub>	μ <sub>xz</sub>	μ <sub>yz</sub>	G <sub>xy</sub>	G <sub>yz</sub>	G <sub>xz</sub>
250	190822	2,99·10 <sup>8</sup>	2·10 <sup>5</sup>	0,0000396	0,01024	0,002583	66787,64	3852091	97179
333	202495	2,99·10 <sup>8</sup>	2·10 <sup>5</sup>	0,0003848	0,0994	0,002583	70873,00	3810845	99035

Tabla 45: Constantes del material ortótropo según el modelo de Eurocódigo.

Una vez fijadas las constantes  $E_x$ ;  $E_y$ , los coeficientes de *Poisson* se han definido a partir de los valores máximos obtenidos con la ecuación 5. A continuación, se ha disminuido el orden de magnitud de dichos máximos paulatinamente, hasta conseguir cumplir la restricción termodinámica expresada en la ecuación 7. Del mismo modo, con esto se respeta también la siguiente condición:

- Si  $E_i > E_j \rightarrow \mu_{ij} > \mu_{ji}$

Con lo anterior se repitió el cálculo del modelo de referencia, sustituyendo los paneles plegados (paso de panel 333,33 mm), por una lámina continua de 2,0 mm de espesor, cuyo material se define con las constantes facilitadas en la tabla anterior. Lógicamente, todas las condiciones de contorno aplicadas en el modelo de referencia se mantuvieron.

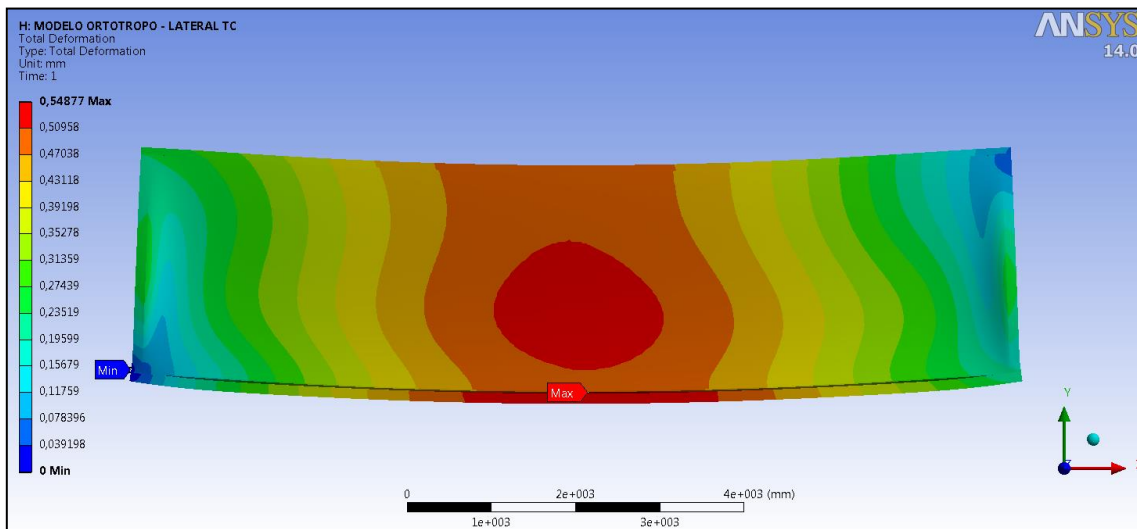
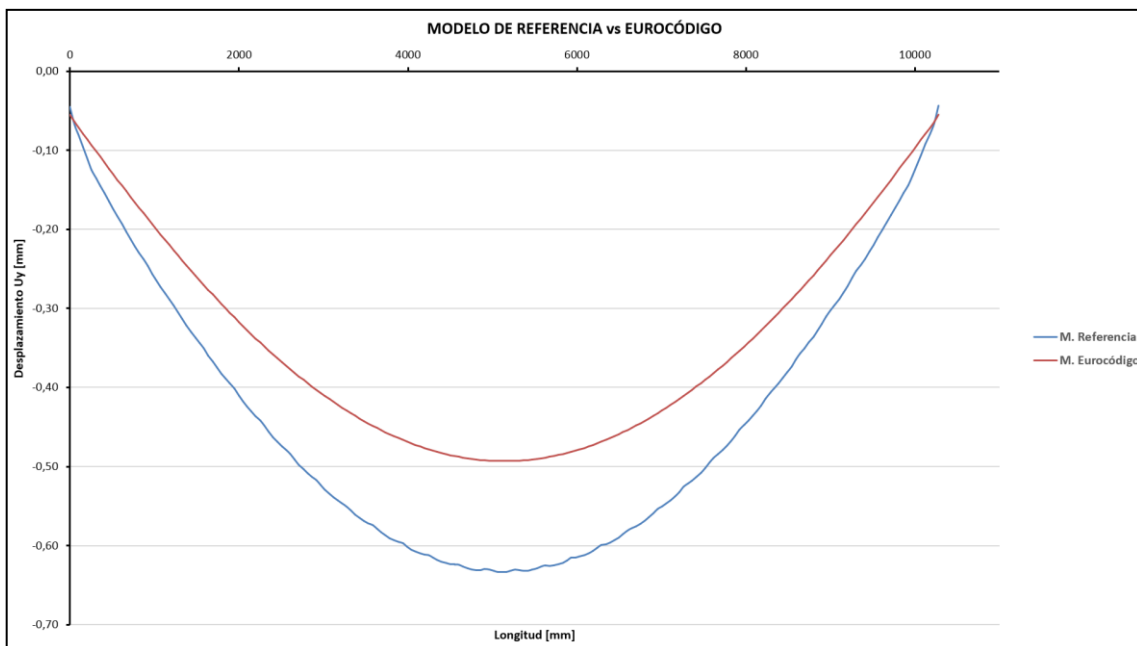


Imagen 137: Desplazamiento global para modelo ortótropo según Eurocódigo [mm].



Gráfica 87: Comparación de desplazamiento vertical entre el modelo de referencia y el modelo de Eurocódigo.

Como se observa, para la flexión en el plano, el modelo de Eurocódigo da lugar a una lámina ortótropa de mayor rigidez, que la de la estructura real.

MODELO	$U_y$ min [mm]	Error [%]
Referencia	-0,6334	--
Eurocódigo	-0,4931	22,15%

Tabla 46: Comparación modelo de referencia con modelo Eurocódigo para flexión en el plano.

En el caso de flexión fuera del plano, los resultados obtenidos se muestran a continuación.

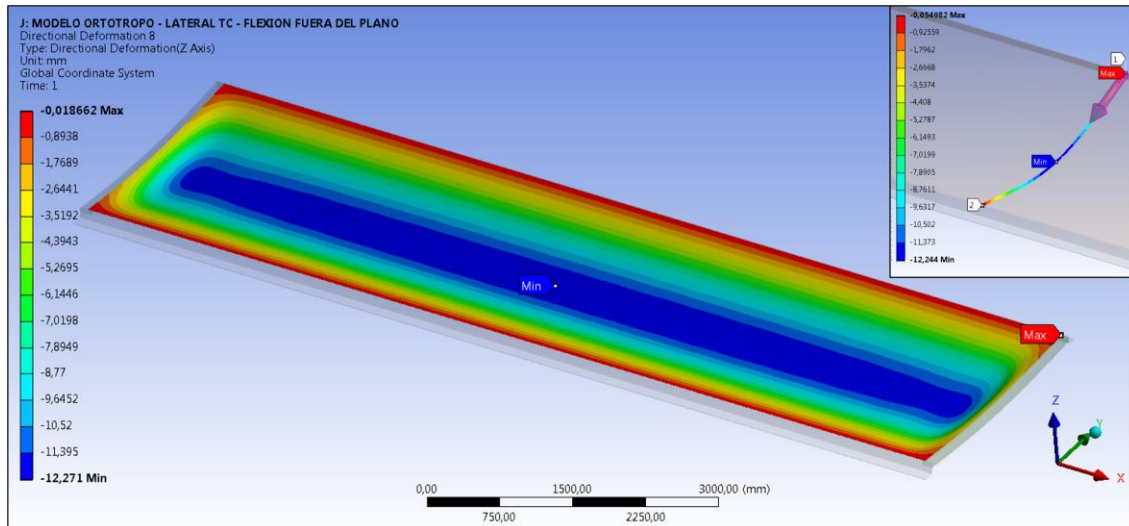


Imagen 138: Desplazamiento vertical  $U_z$  de la lámina ortótropa para el modelo de Eurocódigo [mm].

MODELO	$U_z$ min [mm]	Error [%]
Referencia	-10,3038	--
Eurocódigo	-12,244	18,83%

Tabla 47: Comparación del modelo de referencia con el de Eurocódigo para flexión fuera del plano.

Como se aprecia, en el caso de flexión fuera del plano, el modelo de Eurocódigo es más flexible que la estructura real.

#### 4.2.2.5 MODELO ORTÓTROPO SEGÚN TIMOSHENKO

En [19], S. Timoshenko facilita las relaciones para el cálculo de la rigidez de chapas corrugadas similares a las consideradas por el Eurocódigo. Sin embargo, expone también las relaciones equivalentes para una lámina con rigidizadores en T, que se ha escogido para esta comparación, con objeto de ampliar el rango de tipologías estudiadas.

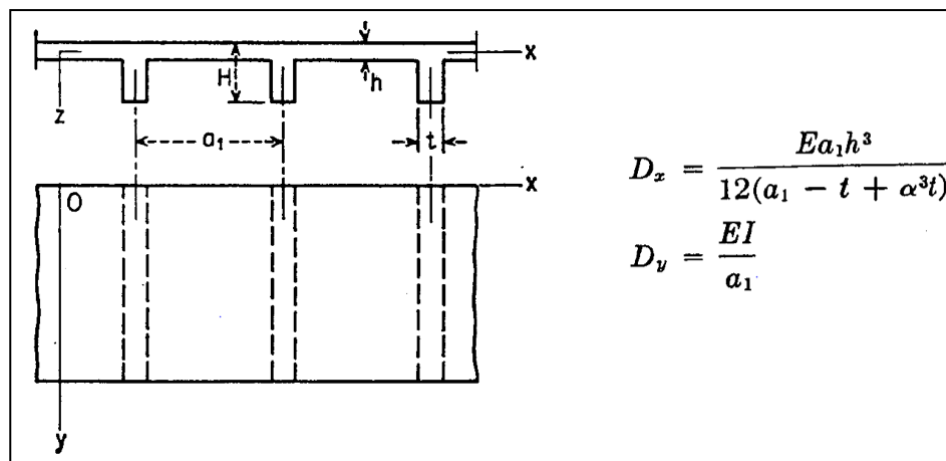


Imagen 139: Relaciones de rigidez para lámina con refuerzos en T.

Con el fin de asemejar las chapas plegadas objeto de estudio a esta tipología, se realizó una leve transformación, sustituyendo los pliegues interiores de los paneles, por un rigidizador en T con rigidez a flexión equivalente a éstos.

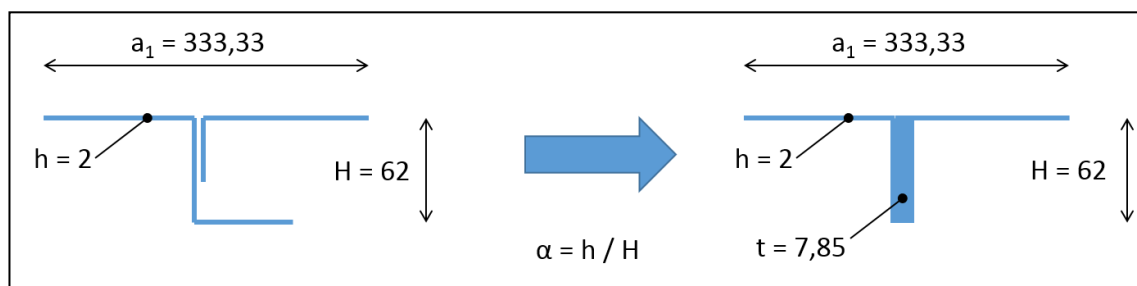
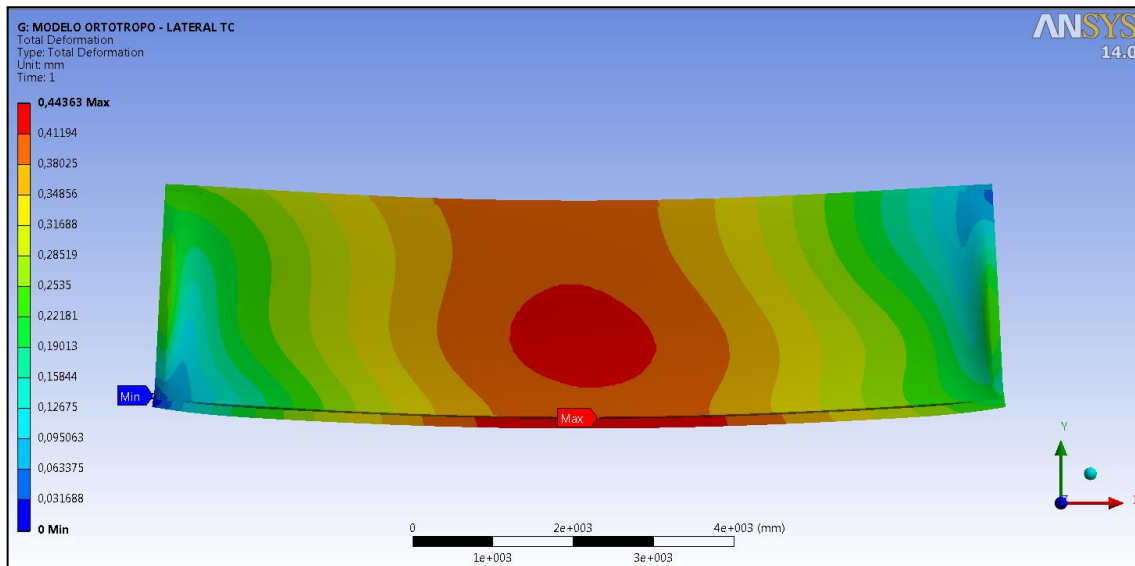


Imagen 140: Transformación de pliegues interiores en rigidizador en T equivalente [mm].

Las constantes ortótropas obtenidas para este modelo se dan tabuladas a continuación, así como se muestran los resultados, muy similares a los anteriores.

CONSTANTES DEL MATERIAL ORTÓTROPO SEGÚN TIMOSHENKO									
PASO [mm]	MÓDULOS DE YOUNG [MPa]			COEFICIENTES DE POISSON			MÓDULOS DE CORTANTE [MPa]		
	$E_x$	$E_y$	$E_z$	$\mu_{xy}$	$\mu_{xz}$	$\mu_{yz}$	$G_{xy}$	$G_{yz}$	$G_{xz}$
$a_1 = 250$	206551,6	452444400	$2 \cdot 10^5$	0,00047	0,0098	0,0021	206457	205593	100606
$a_1 = 333,33$	204823,5	366088561	$2 \cdot 10^5$	0,00042	0,0099	0,00023	204709	204613	100190

*Tabla 48: Constantes del material ortótropo según el modelo de Timoshenko.*



*Imagen 141: Desplazamiento global para el modelo ortótropo según Timoshenko [mm].*

MODELO	$U_y$ min [mm]	Error [%]
Referencia	-0,6334	--
Timoshenko	-0,3909	38,28%

*Tabla 49: Comparación modelo de referencia con modelo de Timoshenko para flexión en el plano.*

En cuanto a la flexión fuera del plano, con este modelo se obtiene lo siguiente:

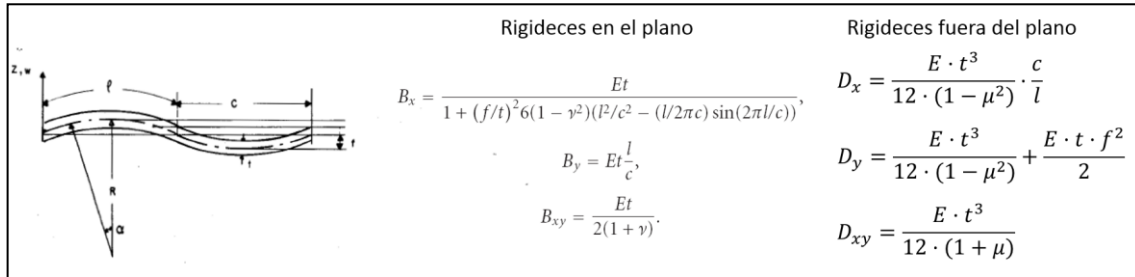
MODELO	$U_z$ min [mm]	Error [%]
Referencia	-10,3038	--
Timoshenko	-10,814	4,91%

*Tabla 50: Comparación del modelo de referencia con el modelo de Timoshenko para flexión fuera del plano.*

Como se observa, aunque en desplazamiento vertical el modelo comete un error significativo, representa bastante bien la rigidez fuera del plano.

#### 4.2.2.6 MODELO ORTÓTROPO SEGÚN BRIASSOULIS

En [20 y 23], se facilitan las relaciones para el cálculo de la rigidez de chapas según *D. Briassoulis*, que en su modelo optimizó las relaciones planteadas por *J. M. Davies*; *A. O. Marzouk*; *G. Abdel-Sayed* y *T. J. Easley* [21; 22; 23; 24], tanto para las rigideces extensionales, como para las rigideces a flexión.

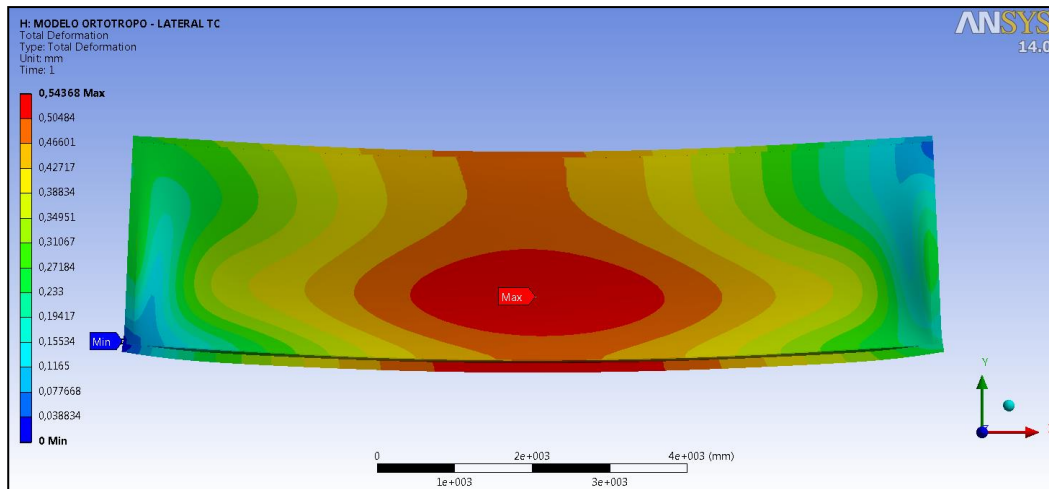


*Imagen 142: Rigideces según el modelo de D. Briassoulis.*

Las constantes obtenidas a partir de las ecuaciones 11; 12 y 13, así como los resultados se muestran a continuación.

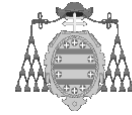
CONSTANTES DEL MATERIAL ORTÓTROPO SEGÚN BRIASSOULIS									
PASO [mm]	MÓDULOS DE YOUNG [MPa]			COEFICIENTES DE POISSON			MÓDULOS DE CORTANTE [MPa]		
	E <sub>x</sub>	E <sub>y</sub>	E <sub>z</sub>	μ <sub>xy</sub>	μ <sub>xz</sub>	μ <sub>yz</sub>	G <sub>xy</sub>	G <sub>yz</sub>	G <sub>xz</sub>
c = 250	139052	59271458	2·10 <sup>5</sup>	0,0021	0,012	0,0058	121580	137138	81225
c = 333,33	153113	40517805	2·10 <sup>5</sup>	0,0016	0,011	0,0070	110415	150431	85871

*Tabla 51: Constantes del material ortótropo según el modelo de Briassoulis.*



*Imagen 143: Desplazamientos globales para el modelo de Briassoulis.*





MODELO	$U_y$ min [mm]	Error [%]
Referencia	-0,6334	--
Briassoulis	-0,4614	27,15%

*Tabla 52: Comparación del modelo de referencia con el de Briassoulis para flexión en el plano.*

En cuanto a la comparación de flexión fuera del plano se tiene:

MODELO	$U_z$ min [mm]	Error [%]
Referencia	-10,3038	--
Briassoulis	-46,002	346%

*Tabla 53: Comparación del modelo de referencia con el de Briassoulis para flexión fuera del plano.*

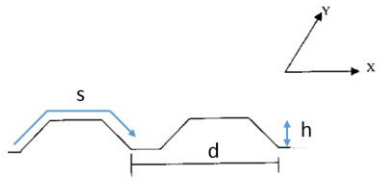
En este caso, el resultado de flexión en el plano no mejora a los modelos anteriores, mientras que el desplazamiento fuera del plano es muy superior al de referencia.

Un análisis inicial de las constantes ortótropas, revela que el módulo en dirección  $Y$  del modelo de Briassoulis es un orden de magnitud inferior al de los dos modelos anteriores. El módulo  $E_y$  es el responsable principal de aportar rigidez a flexión fuera del plano de la lámina, por lo que la gran diferencia encontrada se debe seguramente a que el modelo de *Briassoulis* subestima la rigidez  $D_y$ .

#### 4.2.2.7 MODELO ORTÓTROPO SEGÚN AHMED Y BADARUZZAMAN (A&B)

En [25], *E. Ahmed* y *W. H. Wan Badaruzzaman* facilitan expresiones sencillas, para obtener las rigideces a flexión de una chapa corrugada, que a diferencia de los modelos anteriores, tiene forma trapezoidal. En [25] no se exponen modificaciones sobre las expresiones, sino que se comprueba la validez mediante el método de los elementos finitos, de relaciones propuestas por varios autores.

A sí mismo, en [26], se detallan expresiones válidas para el factor  $K$ , que está influenciado por la forma en la que la chapa corrugada se une a los conrdones inferior y superior. Dicho factor es necesario para determinar la rigidez en el plano  $G_{xy}$  obtenida por *J. M. Davies*. y utilizada aquí [21].

	Rigideces en el plano	Rigideces fuera del plano
 <p style="font-size: small; margin-top: 5px;"><math>I_x</math> = momento de inercia de una corruga respecto al eje X.</p>	$E_x = E_o \frac{s}{d}$	$D_x = \frac{E_o t^3 d}{12s}$
	$E_y = E_o \frac{I_o}{I_x} d \quad ; \quad I_o = \frac{t^3}{12}$	$D_y = \frac{E_o I_x}{d}$
	$G_{xy} = \frac{E_o}{\frac{0.144d^4 K}{t_a^2 t^2} + 2(1+\nu_o) \left(1 + \frac{2h}{d}\right)}$	$D_{xy} = \frac{E_o t^3 s}{6(1+\nu_o)d}$
	$K = \frac{21 + 3h}{12(1 + 6h)} \quad [26]$	

*Imagen 144: Rigideces dentro y fuera del plano según [25].*

Las constantes ortótropas obtenidas a partir de las expresiones de rigidez fuera del plano de este modelo, calculadas con las ecuaciones 11; 12 y 13, se muestran tabuladas.

CONSTANTES DEL MATERIAL ORTÓTROPO SEGÚN AHMED Y BADARUZZAMAN									
PASO [mm]	MÓDULOS DE YOUNG [MPa]			COEFICIENTES DE POISSON			MÓDULOS DE CORTANTE [MPa]		
	$E_x$	$E_y$	$E_z$	$\mu_{xy}$	$\mu_{xz}$	$\mu_{yz}$	$G_{xy}$	$G_{yz}$	$G_{xz}$
<b>c = 250</b>	126538	457125829	$2 \cdot 10^5$	0,0017	0,0021	0,0126	243160	123401	77377
<b>c = 333,33</b>	139333	367279200	$2 \cdot 10^5$	0,0019	0,0023	0,012	220830	136022	81965

*Tabla 54: Constantes del material ortótropo según el modelo de Ahmed y Badaruzzaman.*

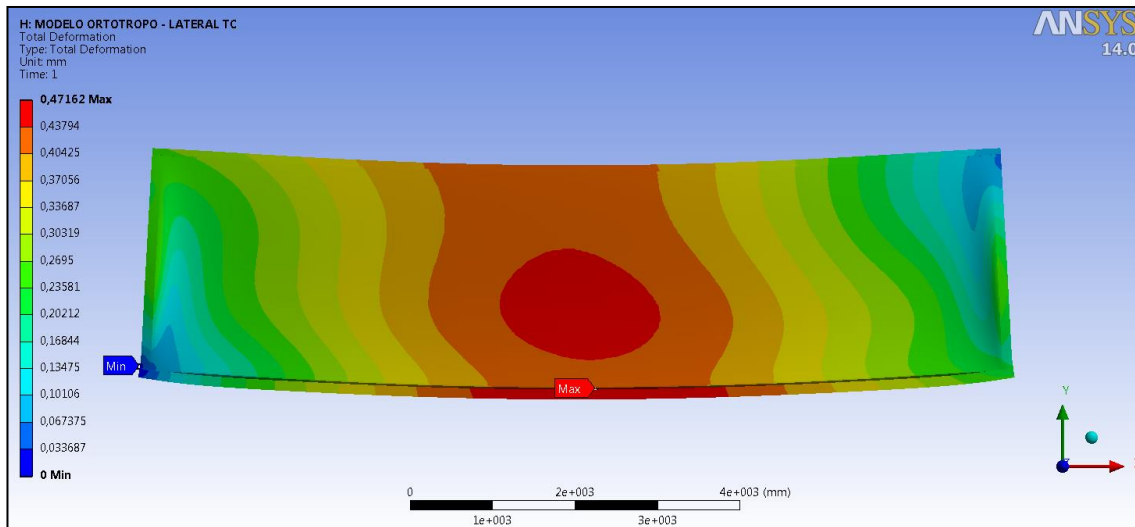


Imagen 145: Desplazamientos globales para el modelo ortótropo de Badaruzzaman.

Los resultados de este modelo para la flexión dentro y fuera del plano, se muestran tabulados.

MODELO	$U_y$ min [mm]	Error [%]
Referencia	-0,6334	--
Badaruzzaman	-0,4156	34,39%

Tabla 55: Comparación del modelo de referencia con el modelo de A&B para  $U_y$ .

MODELO	$U_z$ min [mm]	Error [%]
Referencia	-10,3038	--
Badaruzzaman	-10,773	4,55%

Tabla 56: Comparación del modelo de referencia con el modelo de A&B para  $U_z$ .

Este modelo consigue el mejor resultado en cuanto a flexión fuera del plano. La constante  $E_y$  es similar a la del modelo de Timoshenko, que también consigue valores muy similares al modelo de referencia.

Sin embargo, las expresiones de este modelo parecen ser poco adecuadas para representar el comportamiento de flexión en plano, que fundamentalmente dependen de  $E_x$  y  $G_{xy}$ .

#### 4.2.2.8 MODELO ORTÓTROPO SEGÚN SAMANTA Y MUKHOPADHYAY

En [29], A. Samanta y M. Mukhopadhyay desarrollan expresiones para la determinación de la rigidez en el plano y fuera del plano de chapas trapezoidales, en un análisis que extienden a la determinación de desplazamientos y frecuencias de vibración a partir del modelo ortótropo desarrollado.

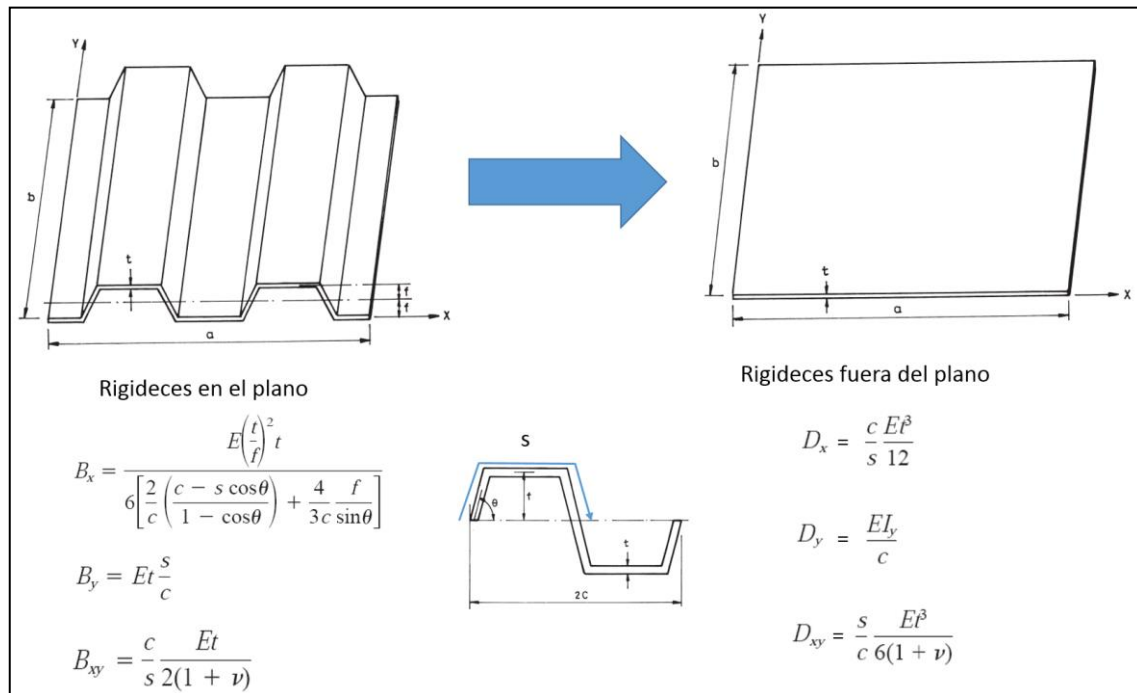


Imagen 146: Rigideces dentro y fuera del plano según Samanta y Mukhopadhyay.

A partir de las rigideces fuera del plano y de las ecuaciones 11; 12 y 13, se obtienen las constantes ortótropas para este modelo.

CONSTANTES DEL MATERIAL ORTÓTROPO SEGÚN SAMANTA Y MUKHOPADHYAY									
PASO [mm]	MÓDULOS DE YOUNG [MPa]			COEFICIENTES DE POISSON			MÓDULOS DE CORTANTE [MPa]		
	$E_x$	$E_y$	$E_z$	$\mu_{xy}$	$\mu_{xz}$	$\mu_{yz}$	$G_{xy}$	$G_{yz}$	$G_{xz}$
c = 250	126539	451397549	2·10 <sup>5</sup>	0,0006	0,00126	0,0021	243160	125973	77428
c = 333,33	139333	365403600	2·10 <sup>5</sup>	0,0051	0,0012	0,0023	220830	138632	82041

Tabla 57: Constantes ortótropas para el modelo de Samanta y Mukhopadhyay.

Obsérvese que los módulos  $E_x$  y  $G_{xy}$  en este modelo son idénticos a los obtenidos con las rigideces de las expresiones usadas por Badaruzzaman, puesto que la expresion de rigidez  $D_x$  es la misma.

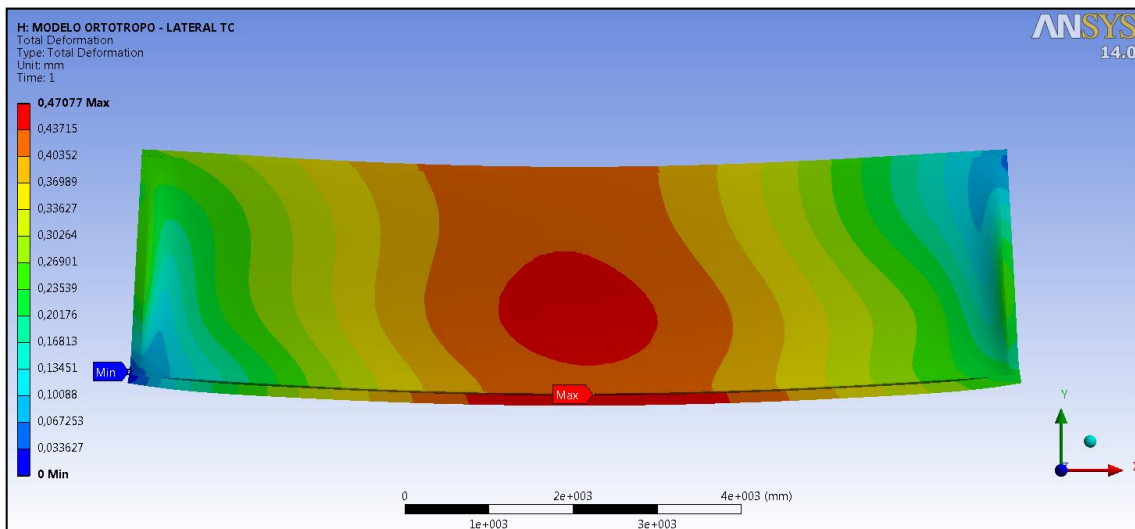


Imagen 147: Desplazamiento global para el modelo de Samanta y Mukhopadhyay.

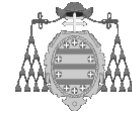
MODELO	$U_y$ min [mm]	Error [%]
Referencia	-0,6334	--
Samanta y Mukhopadhyay	-0,4154	34,42%

Tabla 58: Comparación de desplazamiento  $U_y$  para el modelo de S. y M.

MODELO	$U_z$ min [mm]	Error [%]
Referencia	-10,3038	--
Samanta y Mukhopadhyay	-10,351	0,458%

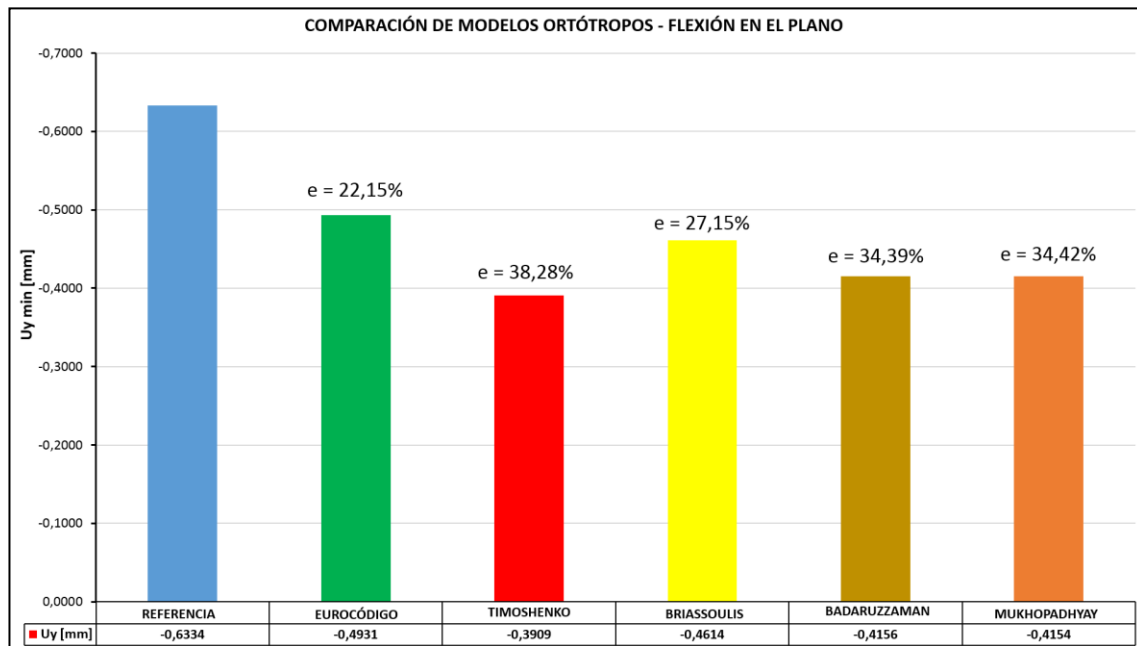
Tabla 59: Comparación de desplazamientos  $U_z$  para el modelo de S. y M.

Como se observa aquí, el desplazamiento  $U_y$  registra un valor de error muy elevado con respecto al modelo de referencia. Sin embargo, el modelo de Samanta y Mukhopadhyay resulta muy adecuada para reproducir flexión fuera del plano en esta tipología de chapas plegadas.

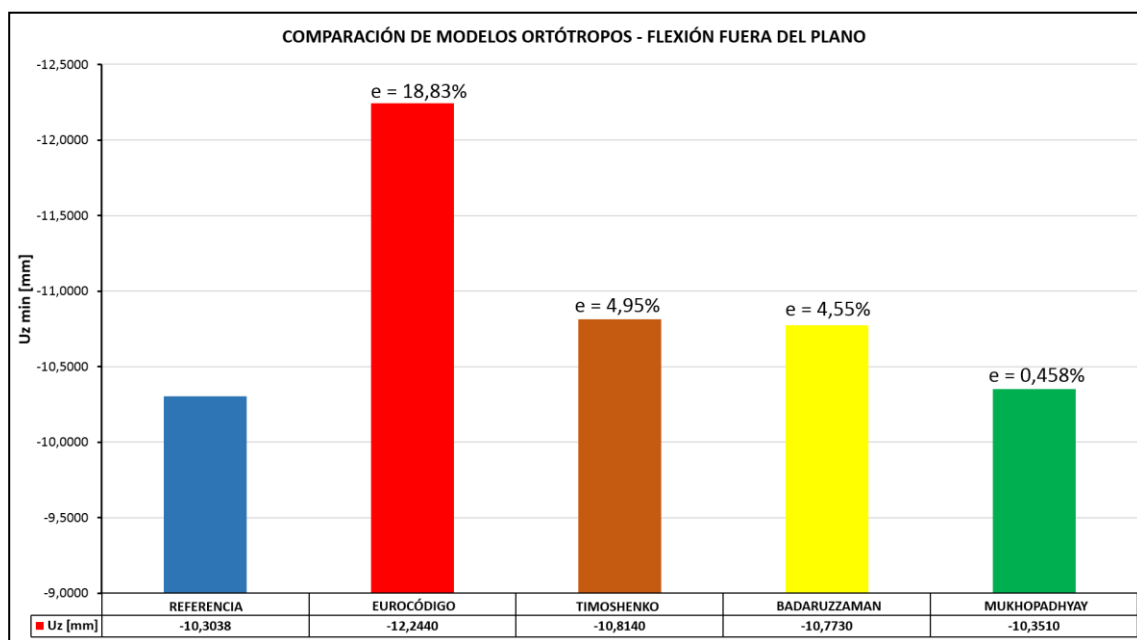


#### 4.2.2.9 CONCLUSIONES SOBRE LOS MODELOS ORTÓTROPOS ESTUDIADOS

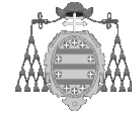
Se presentan a continuación gráficos de columnas que facilitan la comparación de resultados en ambos casos de flexión. En el estudio de flexión fuera del plano se ha eliminado el modelo de Briassoulis.



Gráfica 88: Comparación de modelos ortótropos para flexión en el plano.



Gráfica 89: Comparación de modelos ortótropos para flexión fuera del plano.



COMPARACIÓN DE CONSTANTES ORTÓTOPAS (c = 333 mm)					
MODELO	$E_x$ [MPa]	$E_y$ [MPa]	$G_{xy}$ [MPa]	Error $U_y$ [%]	Error $U_z$ [%]
Eurocódigo	202494	299832000	66788	22,15%	18,830%
Timoshenko	204823	366088561	204709	38,28%	4,952%
Briassoulis	153113	40517805	110415	27,15%	346,457%
Badaruzzaman	139333	367279200	220830	34,39%	4,554%
Sam. & Muk.	139333	365403600	220830	34,42%	0,458%

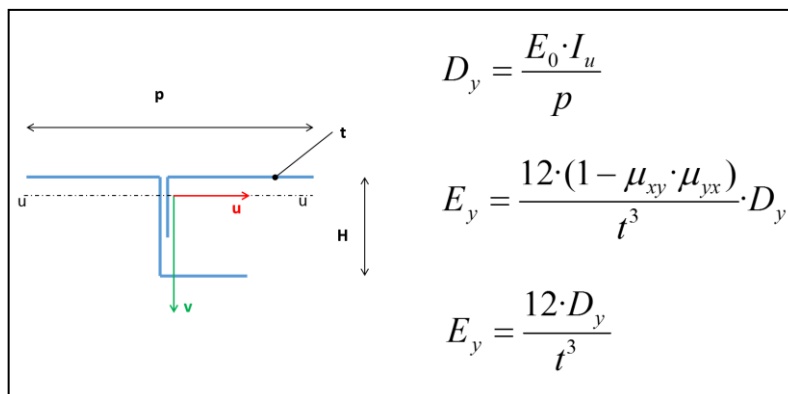
Tabla 60: Comparación de constantes ortótropas.

A partir de los resultados obtenidos, pueden desprenderse las siguientes conclusiones:

- En el caso de flexión dentro del plano, el modelo de *Eurocódigo* registra los mejores resultados. Trantándose además de un modelo bastante equilibrado. Puesto que para los desplazamientos fuera del plano el nivel de error que consigue es similar al del error en flexión en el plano. El resto de modelos muestran mayor descompensación en este aspecto. A pesar de este equilibrio, en ambos casos de flexión, el error de este modelo es considerable.
- Por otro lado, el modelo de *Samanta y Mukhopadhyay* es con diferencia el modelo que mejores resultados registra para el caso de flexión fuera del plano, con un error por debajo del 0,5%. Si bien los modelos de *Timoshenko* y *Badaruzzaman* consiguen errores muy reducidos, porcentualmente están bastante alejados del mejor.
- A su vez, estos resultados revelan que los menores errores en flexión fuera del plano se dan cuando el modelo presenta mayores valores de las constantes  $E_y$  y  $G_{xy}$ .
- En cuanto a la flexión en el plano, el modelo de *Samanta y Mukhopadhyay* registra el peor valor, lo que hace pensar que la constante  $G_{xy}$  de este modelo sea demasiado elevada, en comparación con la obtenida para el modelo de *Eurocódigo*.

- Para la flexión en el plano, aunque con estos resultados no es posible establecer conclusiones definitivas, el mejor resultado se produce para el menor valor de  $G_{xy}$ . Si bien es cierto que en este caso, el valor de la constante  $E_x$  puede tener influencia.
- En principio, con los resultados obtenidos para la flexión en el plano, no es posible establecer la validez de ninguna de las expresiones de rigidez propuestas por los modelos estudiados. Por esta razón, se hace necesario un estudio detallado, que permita establecer el valor más adecuado de las constantes que intervienen en este caso. Recuérdese, que para obtener las constantes ortótropas, se ha recurrido a las expresiones de las rigideces a flexión, y no a las rigideces de membrana, que posiblemente revelen valores de  $E_x$  y  $G_{xy}$  más próximos a los buscados.
- Por el contrario, para la flexión fuera del plano, la aproximación de *Timoshenko*, las expresiones recogidas por *Badaruzzaman* y el modelo de *Mukhopadhyay*, generan valores de  $E_y$  muy similares, por lo que las expresiones para la determinación de la rigidez  $D_y$ , de cualquiera de estos modelos podría resultar adecuada. Si bien es cierto que el modelo de *Timoshenko* aporta también el valor más reducido de  $G_{xy}$ . Sin embargo, teniendo en cuenta los resultados obtenidos para la flexión en el plano, será necesario obtener un equilibrio entre los valores de  $E_y$  y los de  $G_{xy}$ , para así conseguir mejores resultados en ambos casos de flexión.

Según los resultados obtenidos, puede establecerse que las expresiones más adecuadas para la determinación de la rigidez fuera del plano, y la constante ortótropa de mayor influencia en este caso, son las siguientes:



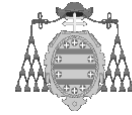
$$D_y = \frac{E_0 \cdot I_u}{p}$$

$$E_y = \frac{12 \cdot (1 - \mu_{xy} \cdot \mu_{yx}) \cdot D_y}{t^3}$$

$$E_y = \frac{12 \cdot D_y}{t^3}$$

**Imagen 148:** Relaciones más adecuadas para la constante  $E_y$ . ( $u$ ;  $v$ : ejes principales de inercia).





## 4.2.3 OPTIMIZACIÓN DEL MODELO ORTÓTROPO

### 4.2.3.1 COMPARACIÓN PARA FLEXIÓN EN EL PLANO

Como se ha visto, ninguno de los modelos ortótropos propuestos ajusta adecuadamente los desplazamientos verticales del modelo real. Ciertamente es que ni la geometría, ni las características estructurales de estos modelos son similares a la tipología estudiada.

Por este motivo, se ha preferido realizar un estudio de diseño de experimentos, que permita conocer la influencia de las constantes ortótropas, para después buscar valores más adecuados de los parámetros de mayor influencia en el objetivo buscado.

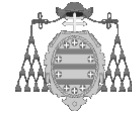
En la comparación con los modelos ortótropos existentes se utilizó un modelo de referencia de dimensiones concretas en longitud y en altura. Sin embargo, de cara a la optimización propuesta se ampliará el rango del estudio, con objeto de generalizar los valores de las constantes ortótropas para alturas y longitudes habituales en estas estructuras.

Así pues, en la optimización se estudiará la variación de las constantes ortótropas de mayor influencia en el desplazamiento vertical, en función de la longitud y de la altura de la estructura, con los siguientes rangos de variación, resultando un total de 54 modelos (18 realistas y 36 ortótropos):

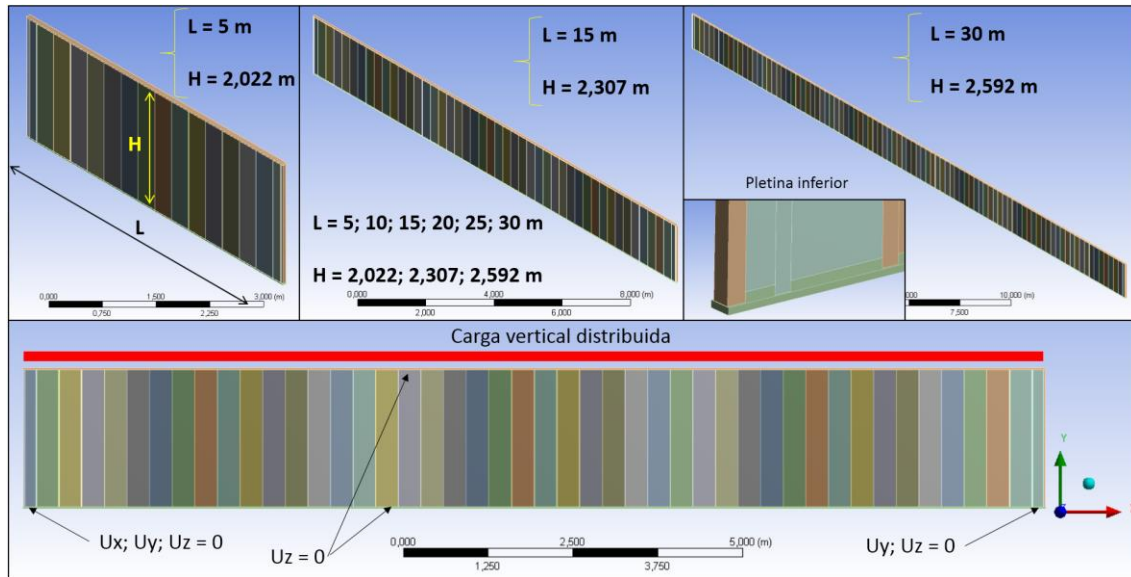
- Altura 1:  $h = 2022$  mm; Longitudes de 5 a 30 m, cada 5 metros.
- Altura 2:  $h = 2307$  mm; Longitudes de 5 a 30 m, cada 5 metros.
- Altura 3:  $h = 2592$  mm; Longitudes de 5 a 30 m, cada 5 metros.

La metodología de trabajo será la siguiente:

- Para todas las combinaciones posibles de alturas y longitudes propuestas se construirá un modelo realista de referencia, que incluirá el modelo B de punto de soldadura.



- Estos modelos realistas se utilizarán para obtener los desplazamientos verticales de referencia (en el plano), en cada combinación de altura y longitud, para un estado de cargas y restricciones fijado.
- Para todas las combinaciones posibles de alturas y longitudes propuestas se construirá un modelo ortótropo, con constantes iniciales obtenidas a partir del modelo de *Eurocódigo* y del modelo de *Samanta* y *Mukhopadhyay*, puesto que con el primero se consigue el menor error en este caso de flexión en el plano, y en el segundo el mejor comportamiento para flexión fuera del plano. Esto servirá para realizar una comparación de la evolución del error en desplazamientos dentro del plano.
- Se seleccionarán unas constantes ortótropas de partida, con las cuales se iniciará un proceso de diseño de experimentos, manteniendo invariables las condiciones de carga y restricciones del modelo realista, en el cual, se fijarán los rangos de variación de las constantes ortótropas de mayor influencia en el desplazamiento en el plano, eliminando del estudio las constantes sin influencia en el parámetro de salida.
- Del diseño de experimentos se obtendrán los valores de las constantes ortótropas de influencia, para los cuales se consiguen los menores errores con respecto al parámetro objetivo (desplazamiento en el plano del modelo realista correspondiente), en cada uno de los 18 modelos considerados.

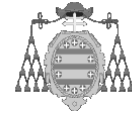


*Imagen 149: Modelos realistas y condiciones de contorno generales.*

Nótese, que en los modelos para el diseño de experimentos se han sustituido los angulares inferior y superior de la estructura real, por pletinas de longitudinales continuas de 70x20 mm, sobre las cuales se han aplicado las condiciones de contorno mostradas en la imagen anterior. Remarcar también, que la carga distribuida aplicada fue de 5,271 N/mm.

A su vez, al igual que en la estructura real, se han dispuesto dos tubos huecos verticales de 60x5 en los extremos de la lámina, para evitar distorsiones importantes de los paneles finales, que absorben todo el cortante de los apoyos. Además, es preciso destacar que el estudio de experimentos se ha realizado para un paso de panel de 333,33 mm.

Como se verá en la comparación, los errores cometidos por estos dos modelos son significativos, con porcentajes de error muy similares a los obtenidos en el estudio previo realizado con modelos de varios autores. Debido a lo cual, será preciso llevar a cabo una optimización de las constantes ortótropas, que mayor influencia tengan en la flexión dentro del plano.

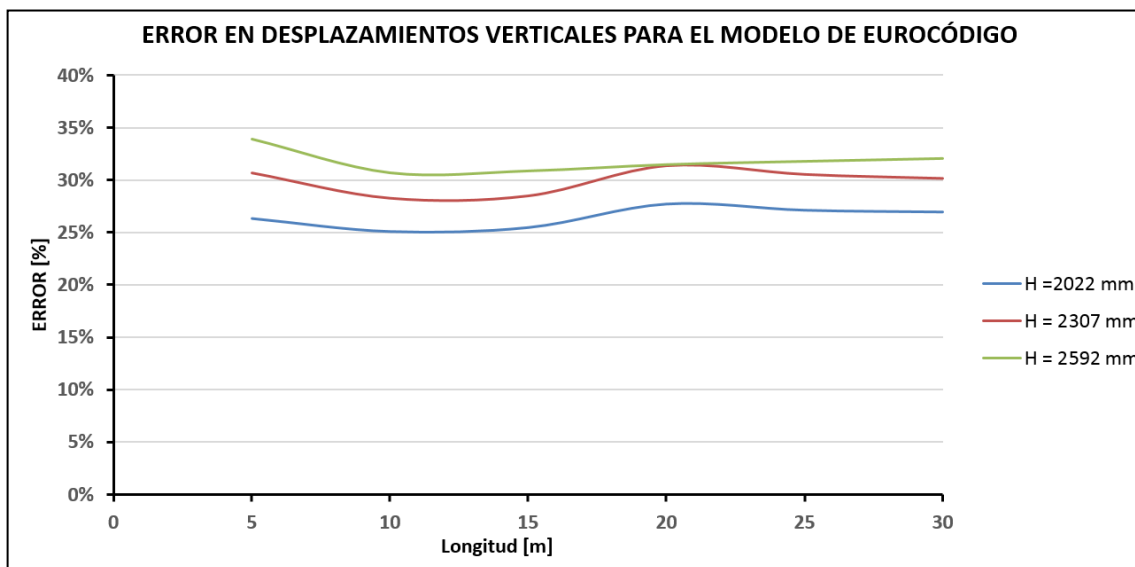


En la siguiente tabla se muestra la comparación de desplazamiento vertical mínimo  $U_y$ , obtenida para el modelo de referencia y para los modelos ortótropos según Eurocódigo y el modelo de *Samanta* y *Mukhopadhyay*.

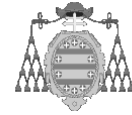
COMPARACIÓN PARA $U_y$ ENTRE EL MODELO DE REFERENCIA Y EL DE EUROCÓDIGO						
L [m]	H = 2022 mm		H = 2307 mm		H = 2592 mm	
	$U_{y,ref}$ [mm]	$U_{y,EC}$ [mm]	$U_{y,ref}$ [mm]	$U_{y,EC}$ [mm]	$U_{y,ref}$ [mm]	$U_{y,EC}$ [mm]
5	-0,1839	-0,1355	-0,1663	-0,1153	-0,1527	-0,1009
10	-1,4561	-1,0914	-1,1883	-0,8523	-0,9942	-0,6890
15	-6,2522	-4,6622	-4,9342	-3,5281	-3,9924	-2,7596
20	-19,0890	-13,8053	-15,0180	-10,3099	-11,6350	-7,9718
25	-44,7970	-32,6631	-34,9120	-24,2532	-27,3100	-18,6279
30	-91,0570	-66,5455	-70,5830	-49,3024	-55,5140	-37,7115

Tabla 61: Desplazamientos en el plano para el modelo de referencia y para el modelo ortótropo según el Eurocódigo.

En la siguiente gráfica puede apreciarse que el error de este modelo se mantiene estable en la franja entre el 25 y el 35%; independientemente de la longitud de la viga. Por otro lado, a medida que aumenta el canto de la viga, aumenta el error cometido en desplazamientos.



Gráfica 90: Evolución del error en desplazamientos en el plano para el modelo de Eurocódigo.

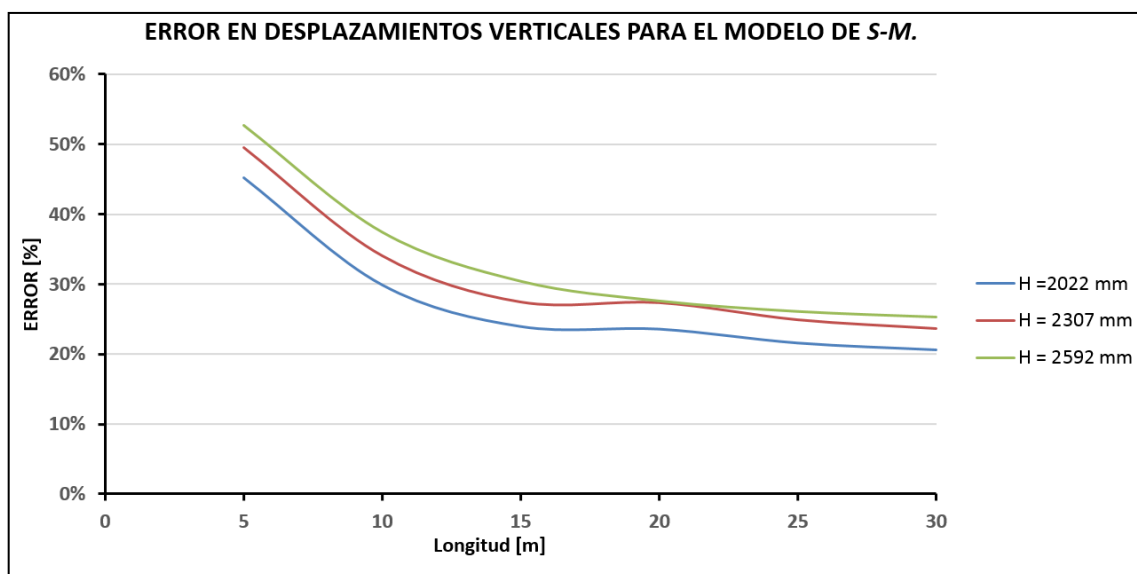


En cuanto al modelo de *Samanta* y *Mukhopadhyay* se obtienen los siguientes resultados para el mismo ejercicio.

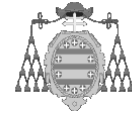
COMPARACIÓN PARA $U_y$ ENTRE EL MODELO DE REFERENCIA Y EL DE SAMANTA Y MUKHOPADHYAY						
L [m]	H = 2022 mm		H = 2307 mm		H = 2592 mm	
	$U_{y\text{ ref}}$ [mm]	$U_y$ S-M [mm]	$U_{y\text{ ref}}$ [mm]	$U_y$ S-M [mm]	$U_{y\text{ ref}}$ [mm]	$U_y$ S-M [mm]
5	-0,1839	-0,1007	-0,1663	-0,0838	-0,1527	-0,0723
10	-1,4561	-1,0210	-1,1883	-0,7833	-0,9942	-0,6222
15	-6,2522	-4,7566	-4,9342	-3,5790	-3,9924	-2,7785
20	-19,0890	-14,5938	-15,0180	-10,9076	-11,6350	-8,4247
25	-44,7970	-35,1417	-34,9120	-26,2113	-27,3100	-20,1840
30	-91,0570	-72,3254	-70,5830	-53,8828	-55,5140	-41,4697

Tabla 62: Desplazamientos en el plano para el modelo de referencia y para el modelo ortótropo de S-M.

La evolución del error mostrada, indica que el modelo de *Samanta* y *Mukhopadhyay* no se ajusta bien para longitudes cortas, en las que la influencia del cortante  $G_{xy}$  es mayor. Mientras que para longitudes más grandes, con mayor influencia del módulo  $E_x$ , el modelo ajusta mejor, aunque con niveles de error aún significativos, aunque menores que para el modelo de *Eurocódigo*.



Gráfica 91: Evolución del error en desplazamientos en el plano para el modelo de *Samanta* y *Mukhopadhyay*.



#### 4.2.3.2 ESTUDIO DE SENSIBILIDAD

Una vez conocidos los desplazamientos del modelo real para todas las combinaciones de altura y longitud posibles, se procede a realizar un diseño de experimentos con dos objetivos:

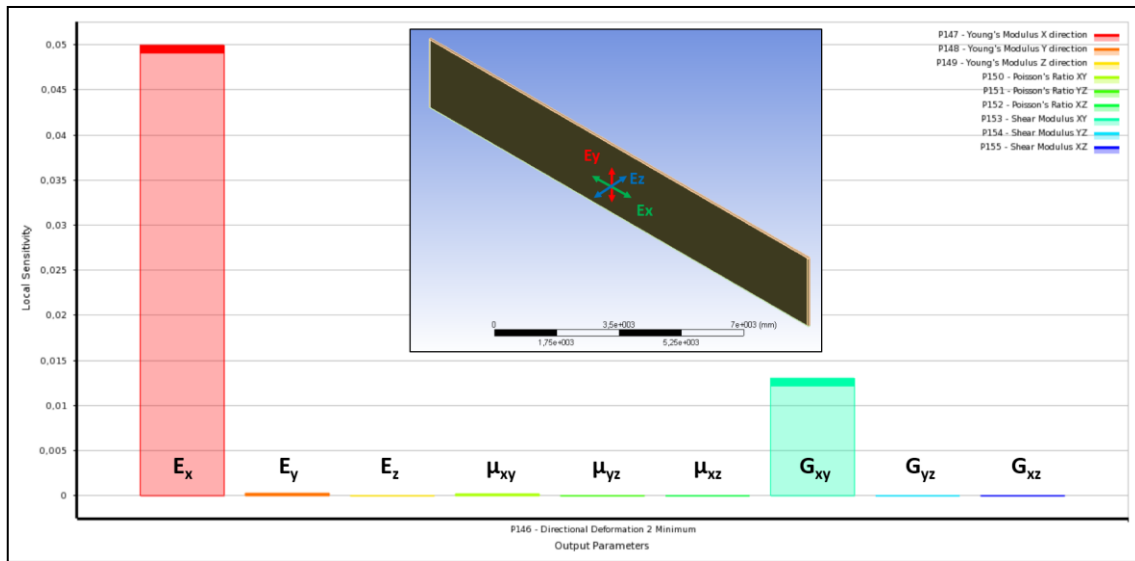
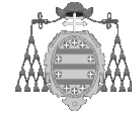
- Determinar las constantes ortótropas de mayor influencia en el desplazamiento vertical a través de un estudio de sensibilidad.
- Optimizar los valores de las constantes ortótropas con mayor influencia para aproximar el desplazamiento vertical del modelo ortótropo al del modelo de referencia.

Para el estudio de sensibilidad, que permita determinar la influencia de las 9 constantes ortótropas en el desplazamiento vertical, se ha utilizado un diseño de experimentos del tipo central compuesto (*Central Composite Design*), centrado y mejorado (*Face Centered enhanced*), puesto que, de los tipos de diseño disponibles en el software utilizado, éste es el único que incluye puntos en los extremos de la matriz creada dentro del dominio de rangos definidos [31].

En este caso, la variación válida de los parámetros es desconocida y por tanto se utilizarán rangos con extremos muy distanciados entre si, por lo que es conveniente que los resultados ofrecidos por el diseño de experimentos sean fiables en los extremos, puesto que esto permitirá definir mejor los rangos de variación en análisis posteriores.

Un primer diseño de experimentos, llevado a cabo estableciendo como datos de entrada las 9 constantes ortótropas, con el desplazamiento vertical como parámetro de salida, reveló para una estructura de 15 metros con una altura de 2307 mm, que sólo existía influencia de  $E_x$  y  $G_{xy}$ , siendo en este caso  $E_x$  el parámetro de entrada con mayor peso. Se puede apreciar también una leve influencia de  $E_y$ , por lo que también se incluirá en los estudios posteriores, aunque se descartará más adelante, para este caso de flexión.

Así mismo, quedó patente que los coeficientes de *Poisson* y los dos módulos cortantes adicionales no tenían ningún tipo de influencia en el desplazamiento vertical, razón por la cual, se eliminaron en los siguientes procesos de optimización.



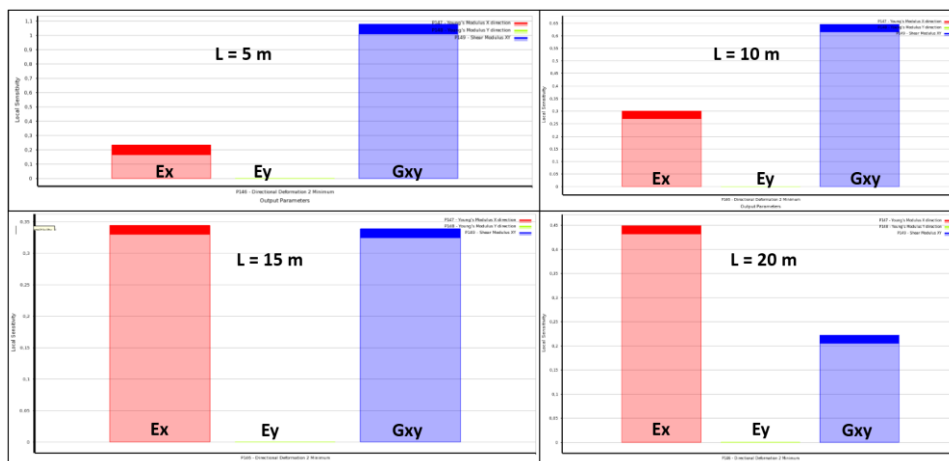
Gráfica 92: Diagrama de sensibilidad de las constantes ortótropas frente al desplazamiento vertical.

A partir de estos resultados, se definieron los rangos de variación de las constantes ortótropas de interés mostrados a continuación.

RANGOS DE VARIACIÓN DE LAS CONSTANTES ORTÓTROPAS			
CONSTANTE	VALOR INICIAL	VALOR MÍNIMO	VALOR MÁXIMO
$E_x$ [MPa]	139334,53	20000	200000
$E_y$ [MPa]	365404254,1	$3,0 \cdot 10^8$	$9,0 \cdot 10^8$
$G_{xy}$ [MPa]	139280,36	20000	200000

Tabla 63: Rangos de variación de las constantes ortótropas para la optimización.

A continuación se muestran los resultados del estudio de sensibilidad para las tres constantes estudiadas dentro de los rangos fijados para la altura intermedia de 2307 mm.

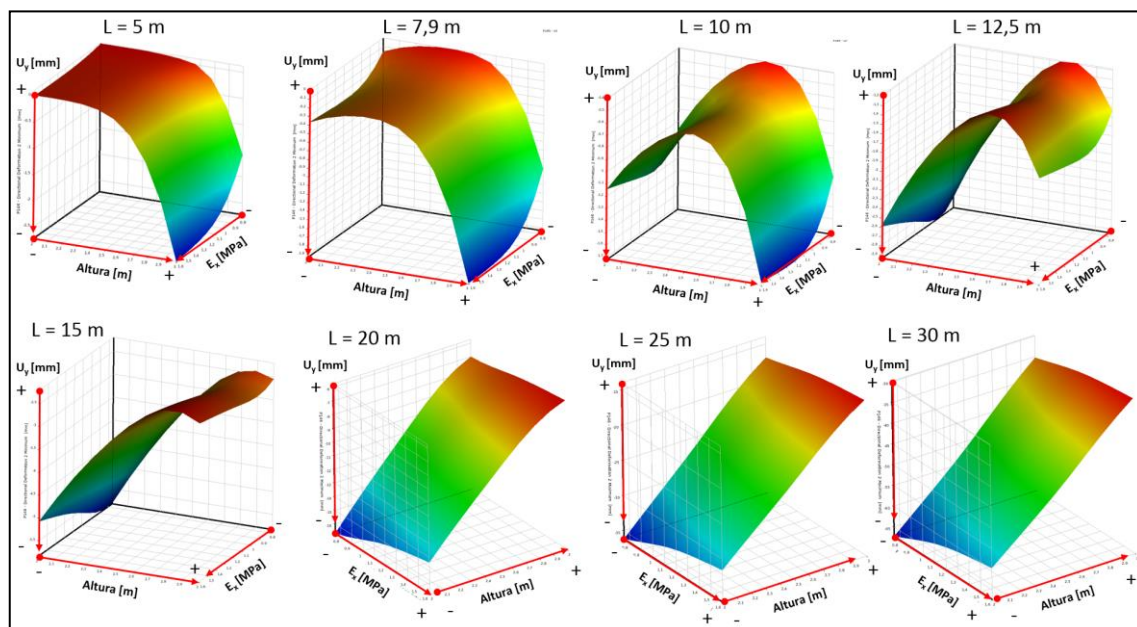


Gráfica 93: Diagramas de sensibilidad para las constantes ortótropas  $E_x$ ;  $E_y$ ;  $G_{xy}$  para la altura intermedia.

Los resultados de los diagramas de sensibilidad muestran que la leve influencia de  $E_y$  en el desplazamiento vertical ha desaparecido por completo. Además, si se comparan estos últimos diagramas de sensibilidad con el general, puede notarse que el peso de  $E_x$  ha disminuido considerablemente frente al de  $G_{xy}$ . Esto es debido a la definición de los rangos de variación, puesto que en el análisis general que incluía todas las constantes, se definieron rangos de variación mucho más reducidos, en los que  $E_x$  aportaba mayor influencia para esa longitud.

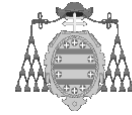
Otro aspecto de interés en el estudio de sensibilidad se da al comparar la influencia de las constantes  $E_x$  y  $G_{xy}$  en función de la longitud de la estructura. Se aprecia claramente, que  $G_{xy}$  tiene mucha más influencia en el desplazamiento vertical para longitudes cortas (predomina la deformación por cortante), mientras que este comportamiento se invierte para longitudes mayores (predomina la deformación por flexión).

De un primer estudio de experimentos, en el que se incluyeron como parámetros de entrada tanto la longitud  $L$ , como la altura de la estructura  $H$ , además del resto de constantes otrótopas, se obtuvieron las siguientes gráficas, que resultan de interés para comprender mejor el comportamiento del modelo.



Gráfica 94: Superficies de respuesta para  $U_y$  en función de  $E_x$ ,  $H$  y  $L$ .





En las superficies de respuesta mostradas anteriormente, para longitudes de viga cortas (hasta 8 metros aproximadamente), se observa que para una altura  $H$  determinada, el desplazamiento vertical  $U_y$ , aumenta (en valor absoluto), cuanto mayor es el módulo  $E_x$ .

A partir de 10 metros, se produce un efecto campana que desaparece completamente para longitudes superiores a 15 metros, en el cual, para una altura intermedia o moderadamente alta (en este estudio altura se ha variado de 2 a 3 metros), se dan desplazamientos menores (estructura más rígida), cuando se consideran módulos  $E_x$  bajos. De hecho, la altura para cual se registran desplazamientos más reducidos, aumenta con la longitud.

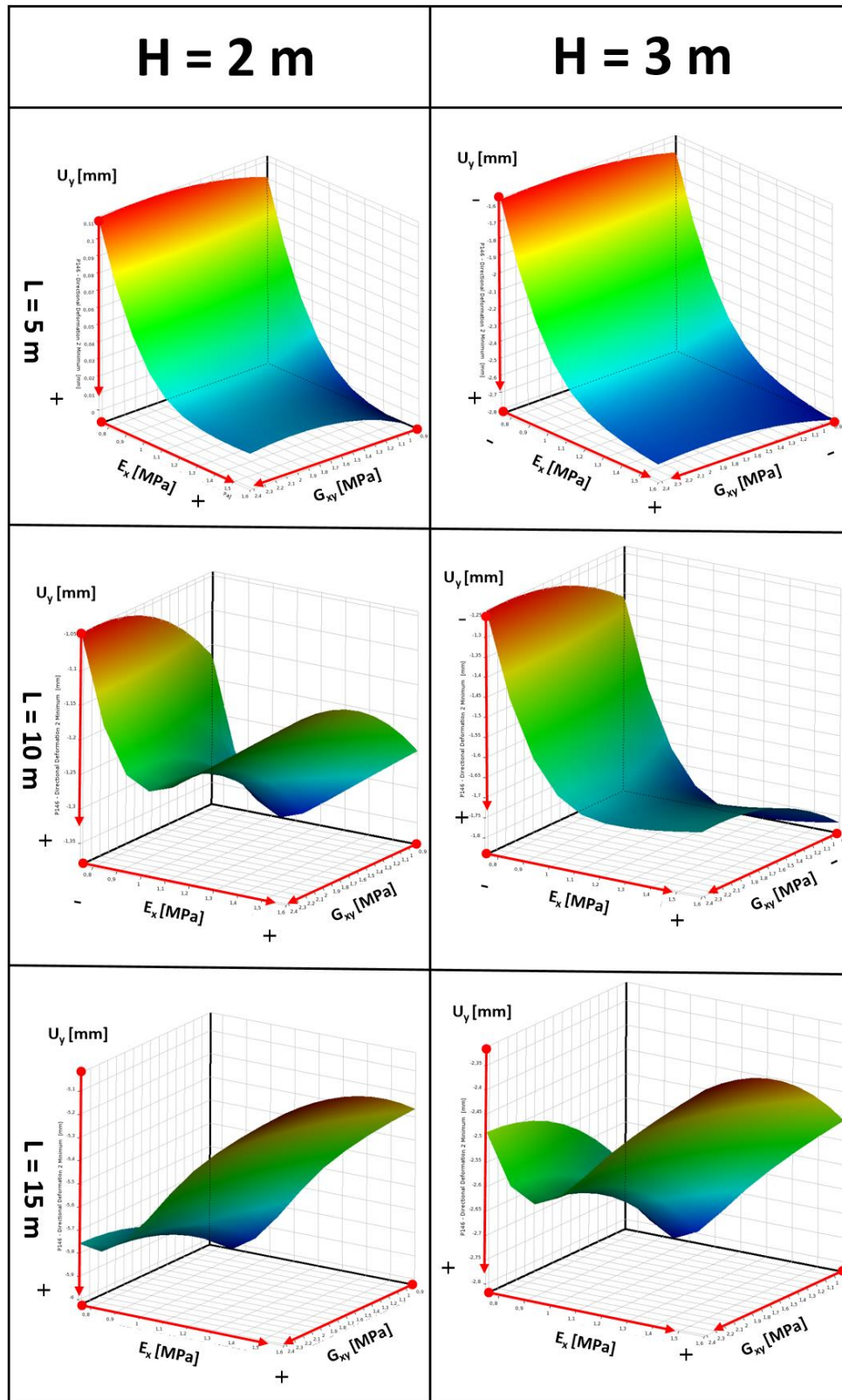
Por otro lado, a partir de 12,5 metros aproximadamente, la influencia de  $E_x$  en el desplazamiento vertical se invierte. Si hasta esta longitud, valores Elevados de  $H$  y  $E_x$ , producían desplazamientos mayores, a partir de esta longitud, se requieren valores bajos de  $H$  y  $E_x$  para conseguir mayores desplazamientos.

Destacar también, que a partir de 17 metros, la evolución de  $U_y$  con  $E_x$ ,  $H$  y  $L$  es prácticamente lineal.

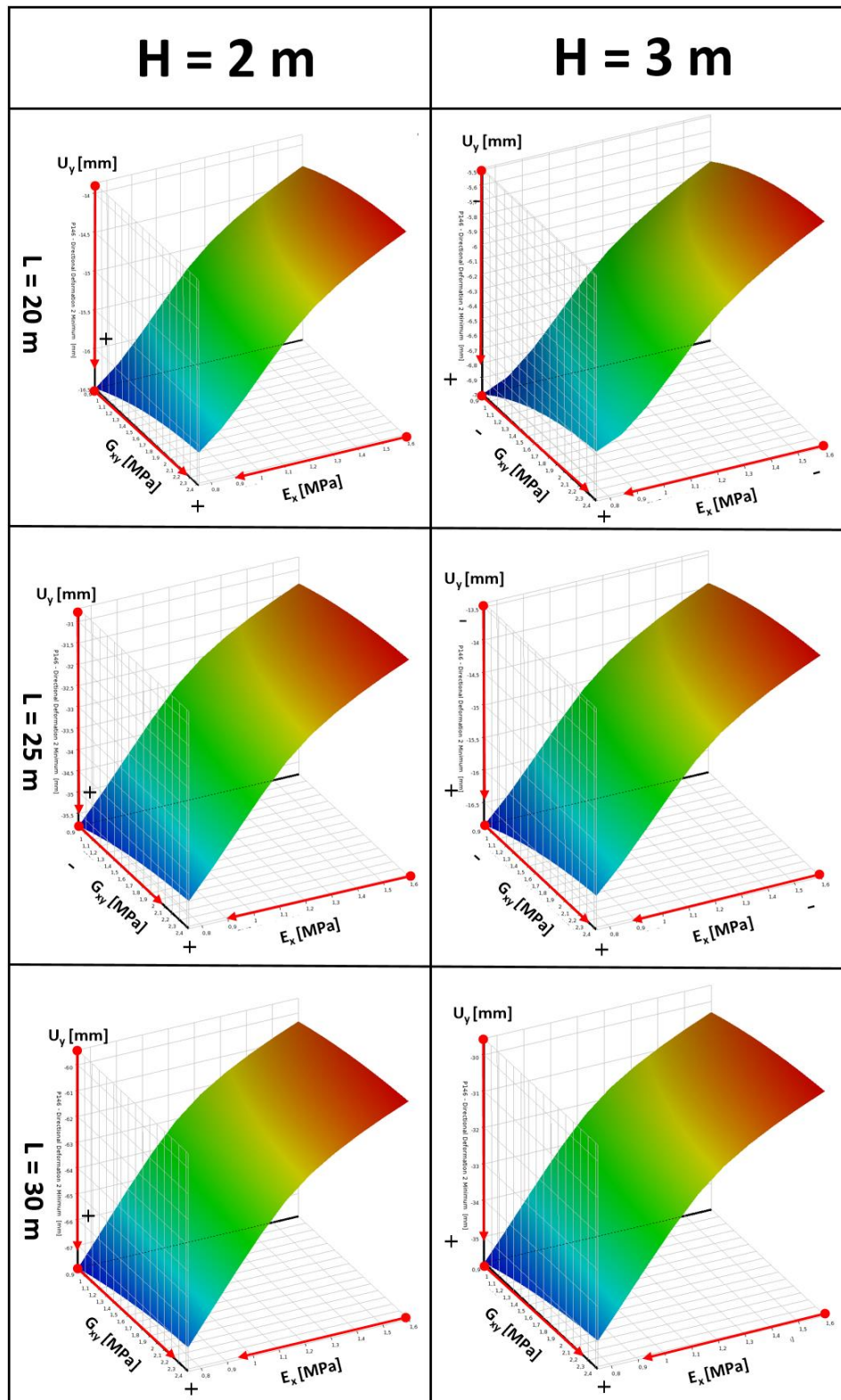
Señalar además, que un comportamiento muy similar en la evolución de  $U_y$ , se obtiene si se estudian conjuntamente  $G_{xy}$ ;  $H$  y  $L$ .

Adicionalmente, se muestran también las superficies que relacionan la respuesta para  $U_y$ ; en función de  $E_x$  y  $G_{xy}$ , con diferentes alturas  $H$  y longitudes  $L$ . Obsérvese, que la influencia de la altura  $H$  de la estructura, es notable para longitudes por debajo de 15 metros, puesto que se consigue atenuar la formación de la campana invertida para valores altos de  $H$ , aunque la influencia de la longitud  $L$  de la viga se imponga finalmente.

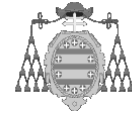
De la comparación de resultados entre el modelo de referencia y los dos modelos ortótropos estudiados, se sabe que la estructura real es más flexible que las ortótropas, de manera que en estas superficies deben buscarse relaciones que tiendan a aumentar los desplazamientos  $U_y$ .



Gráfica 95: Evolución de  $U_y$  en función de  $E_x$  y  $G_{xy}$  para  $L = 5, 10$  y  $15$  metros y  $H = 2, 3$  metros.



Gráfica 96: Evolución de  $U_y$  en función de  $E_x$  y  $G_{xy}$  para  $L = 15; 20; 25$  metros y  $H = 2; 3$  metros.



Se aprecia que para todas las longitudes y alturas, se precisan valores  $E_x$  y  $G_{xy}$  opuestos. Es decir, para conseguir desplazamientos  $U_y$  mayores,  $E_x$  tiene que aumentar, mientras que  $G_{xy}$  debe disminuir.

En cuanto a la campana invertida que se da para  $L = 10$  metros con  $H = 2$  metros, y  $L = 15$  metros con  $H = 3$  metros, se observa que en estas curvas, la influencia de  $G_{xy}$  es superior a la de  $E_x$ , generándose los mayores desplazamientos para  $E_x$  intermedios dentro del rango de variación elegido.

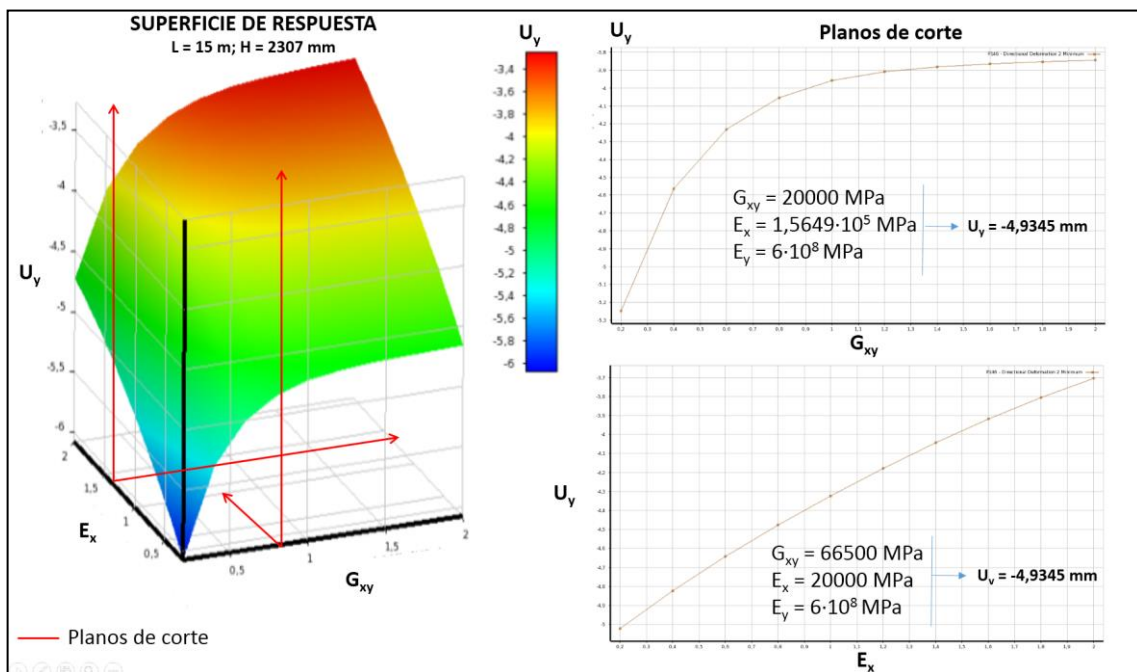
Finalmente, se aprecia que para longitudes elevadas, por encima de 20 metros, la influencia de  $E_x$  es mucho más acusada que la  $G_{xy}$ . En estas longitudes, la evolución del desplazamiento  $U_y$  es cercana a la linealidad.

#### 4.2.3.3 OPTIMIZACIÓN DE CONSTANTES ORTÓTROPAS

En un segundo estudio, se han aislado las constantes  $E_x$  y  $G_{xy}$ , particularizando para cada longitud y altura consideradas, de manera que sea posible obtener parejas de estas dos constantes, para las cuales se consigue el desplazamiento vertical  $U_y$  correspondiente al modelo realista de longitud y altura estudiado.

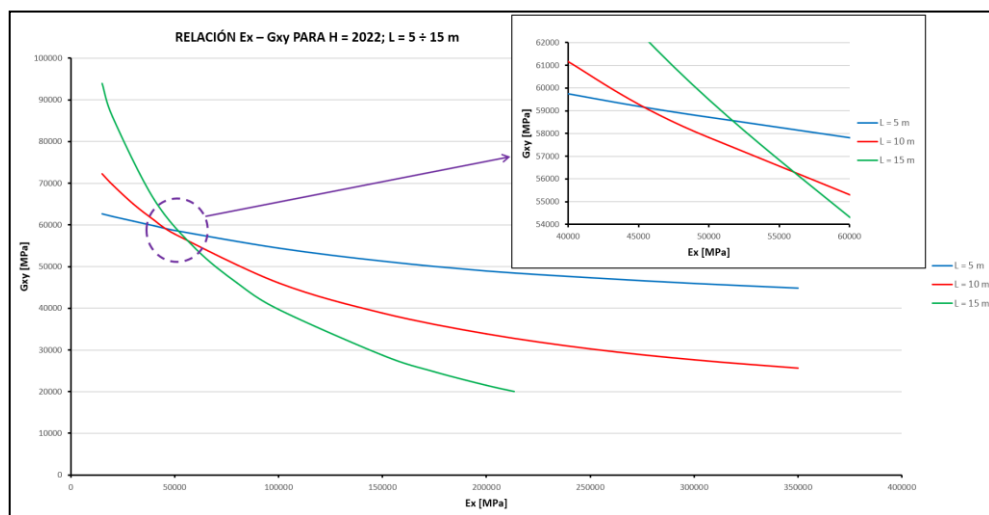
Con esto, se han obtenido todos los pares de valores  $(E_x; G_{xy})$ , dentro de los rangos de variación definidos; para los cuales el modelo ortótropo iguala el desplazamiento vertical  $U_y$  del modelo realista en cada longitud, para las tres alturas estudiadas.

Destacar que, sobre todo para longitudes por debajo de 15 m, ha sido necesario ampliar los rangos de variación, puesto que dentro de los definidos inicialmente, en algunos casos no era posible encontrar valores extremos de  $E_x$  y  $G_{xy}$ , tanto inferiores como superiores, con los que se consiguiera el desplazamiento vertical buscado.

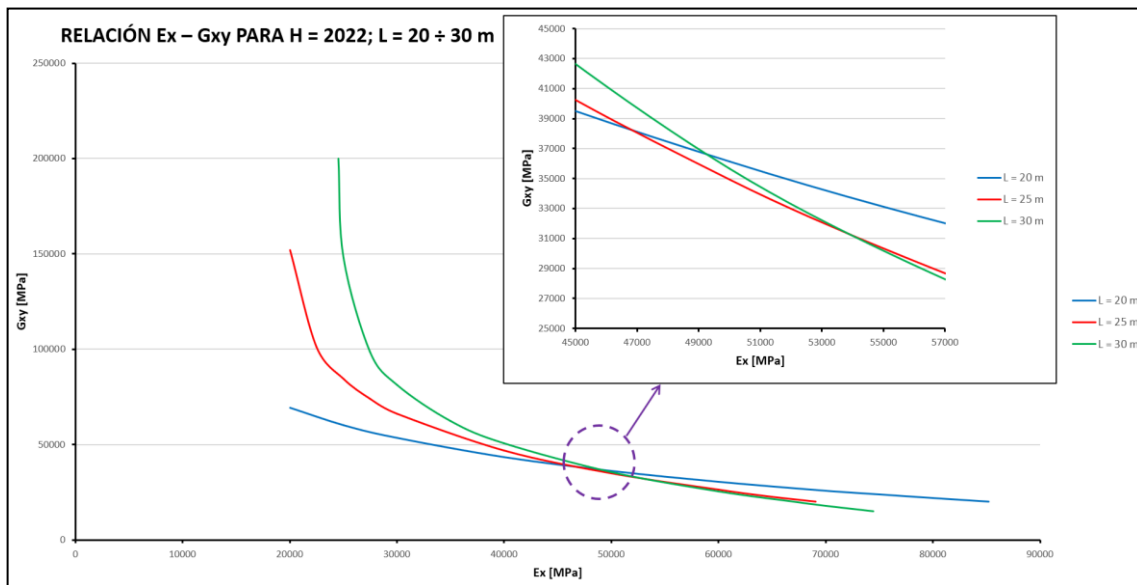
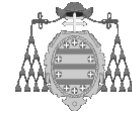


Gráfica 97: Curvas y superficies de respuesta para el modelo ortótropo  $L = 15$  m;  $H = 2307$  mm.

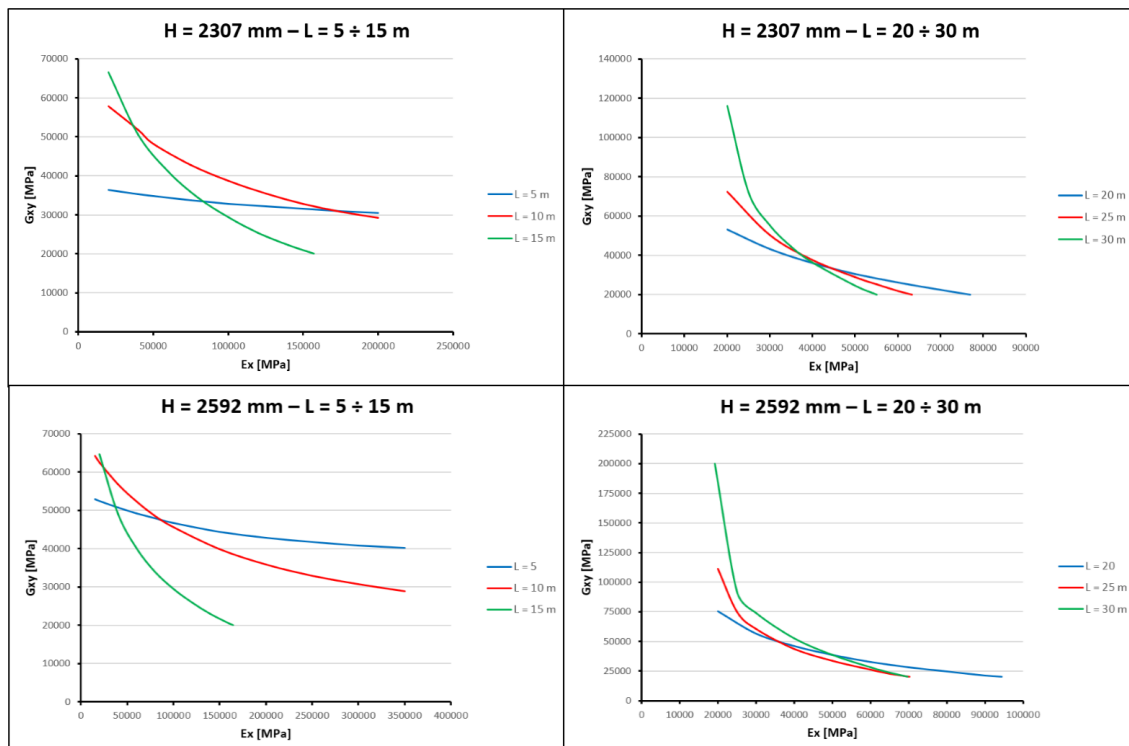
Las parejas de puntos obtenidas se han representado gráficamente, obteniendo las curvas de valores ( $E_x$  ;  $G_{xy}$ ) consistentes, para los cuales se obtienen valores de desplazamiento iguales a los obtenidos con el modelo realista correspondiente a cada altura y longitud.



Gráfica 98: Curvas  $E_x - G_{xy}$  para las longitudes 5; 10 y 15 m con altura  $H = 2022$  mm.

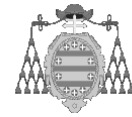


Gráfica 99: Curvas  $E_x - G_{xy}$  para longitudes 20; 25 y 30 m con  $H = 2022$  mm.



Gráfica 100: Curvas  $E_x - G_{xy}$  para el resto de combinaciones de  $H$  y  $L$ .

A partir de las gráficas mostradas se han obtenido las curvas de tendencia bien polinómicas, bien exponenciales, con ajustes  $R^2$  en todos los casos superiores a 0,97. Con estas funciones se han obtenido las intersecciones entre las curvas correspondientes a las diferentes longitudes.



Cabe destacar que el cálculo de intersecciones se ha separado en longitudes por encima y por debajo de 15 m; dado el cambio en la influencia de los parámetros  $E_x$  y  $G_{xy}$  a partir de dicha longitud. Además, en algunos casos no ha sido posible encontrar la intersección entre curvas con valores positivos para ambas constantes.

INTERSECCIONES ENTRE LAS CURVAS CONSISTENTES DE $E_x - G_{xy}$						
H [mm]	2022		2307		2592	
CURVA	$E_x$ [MPa]	$G_{xy}$ [MPa]	$E_x$ [MPa]	$G_{xy}$ [MPa]	$E_x$ [MPa]	$G_{xy}$ [MPa]
L5 - L10	48878,643	59102,11	162909,19	31253,77	85493,55	47838,25
L5 - L15	53922,828	58650,2	80973,716	33578,5	38637,691	50862,61
L10 - L15	57255,231	56569,15	39490,545	51697,23	23368,96	61459,86
L20 - L25	42158,733	42530,29	42539,853	34739,48	34658,85	51884,54
L20 - L30	47837,814	37674,09	48830,625	30968,02	46455,1	40421,27
L25 - L30	53703,234	29818,74	32710,559	47902,92	70758,442	20496,32

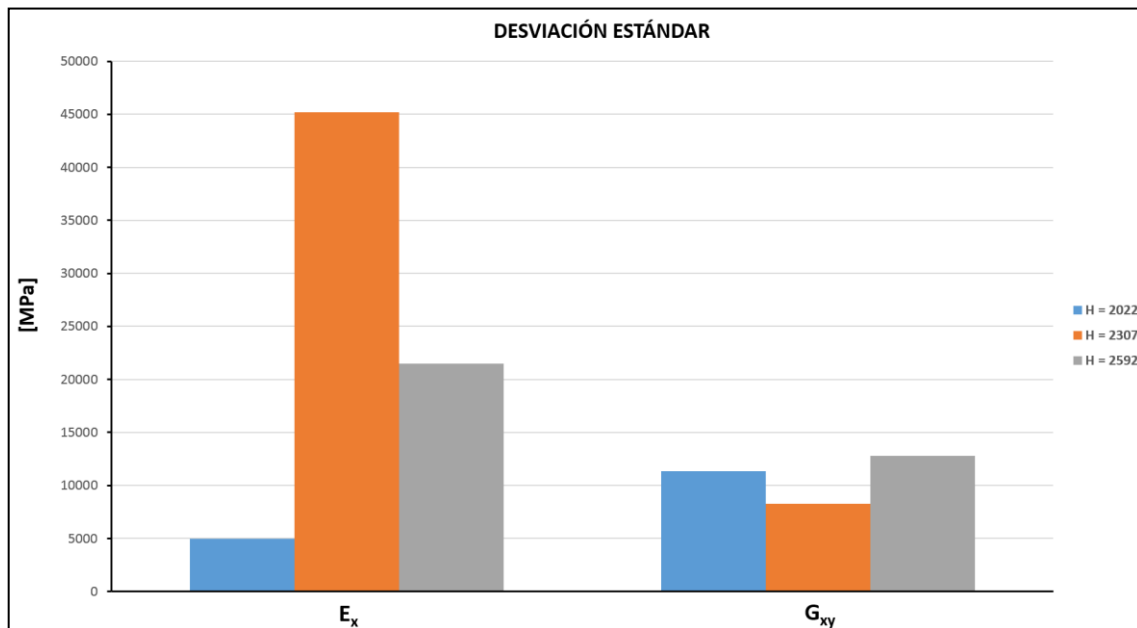
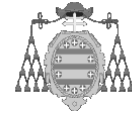
Tabla 64: Intersecciones entre las curvas consistentes de  $E_x$  y  $G_{xy}$  para las diferentes alturas.

A partir de estos datos pueden determinarse los valores promedio de  $E_x$  y  $G_{xy}$  para las diferentes alturas consideradas, que se adjuntan en la siguiente tabla.

PROMEDIO DE PUNTOS DE INTERSECCIÓN		
H [mm]	$E_x$ [MPa]	$G_{xy}$ [MPa]
2022	50626	47391
2307	67909	38357
2592	49895	45494
PROMEDIO [MPa]	56144	43747

Tabla 65: Valores promedio de  $E_x$  y  $G_{xy}$  a partir de las intersecciones entre curvas consistentes.

Como es lógico, si se usan los valores promedio generales mostrados en la tabla anterior, el error cometido en desplazamientos verticales variará en función de la longitud de la viga que se considere. Además, observando La desviación estándar obtenida para los puntos de intersección, se hace evidente que los valores promedio están aún lejos de proporcionar resultados suficientemente válidos para el caso de flexión en el plano. En la siguiente gráfica, se aprecia que la desviación estándar para  $E_x$  es mucho más significativa que para  $G_{xy}$ , sobretudo para la altura intermedia.



Gráfica 101: Desviación estándar para los puntos de intersección de las curvas consistentes.

Con estos resultados, puede ser interesante fijar un valor de  $G_{xy}$ , que posteriormente se use para determinar el valor correspondiente de  $E_x$ , que permita obtener el desplazamiento buscado en función de altura y longitud.



#### 4.2.3.4 DETERMINACIÓN DEL MÓDULO $G_{xy}$

Para determinar un valor de  $G_{xy}$  que pueda establecerse como fijo independientemente de la altura y la longitud de la estructura, se procedido de la siguiente manera:

- Se ha creado un modelo de elementos finitos, con un panel aislado, para diferentes alturas, incorporando diferentes configuraciones de puntos de soldadura (número total de puntos y separación entre ellos).
- En este modelo se han restringido todos los grados de libertad, excepto el correspondiente a la deformación vertical.
- Se ha aplicado un desplazamiento unitario en un extremo, para obtener la reacción que se genera en el extremo opuesto, de manera que sea posible determinar la rigidez a cortante del modelo.

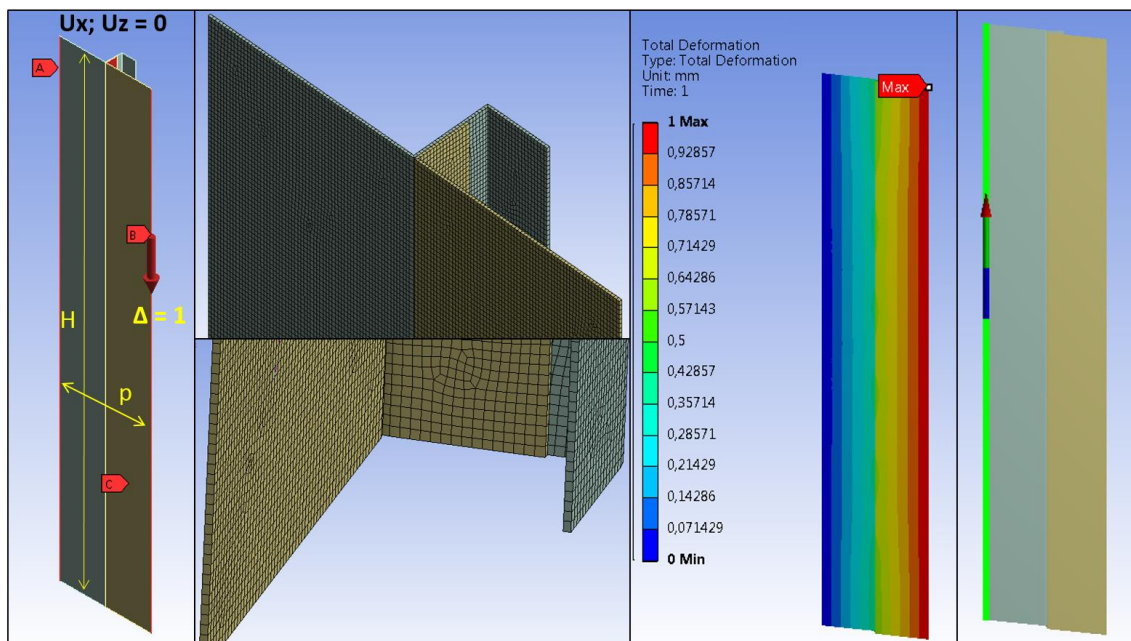


Imagen 150: Modelo de panel aislado para determinación de  $G_{xy}$ .

En la siguiente tabla se muestran los modelos considerados para la determinación del valor de  $G_{xy}$ , siendo  $n$  el número total de puntos de soldadura, y  $s$  la separación entre pares de puntos según el esquema adjunt

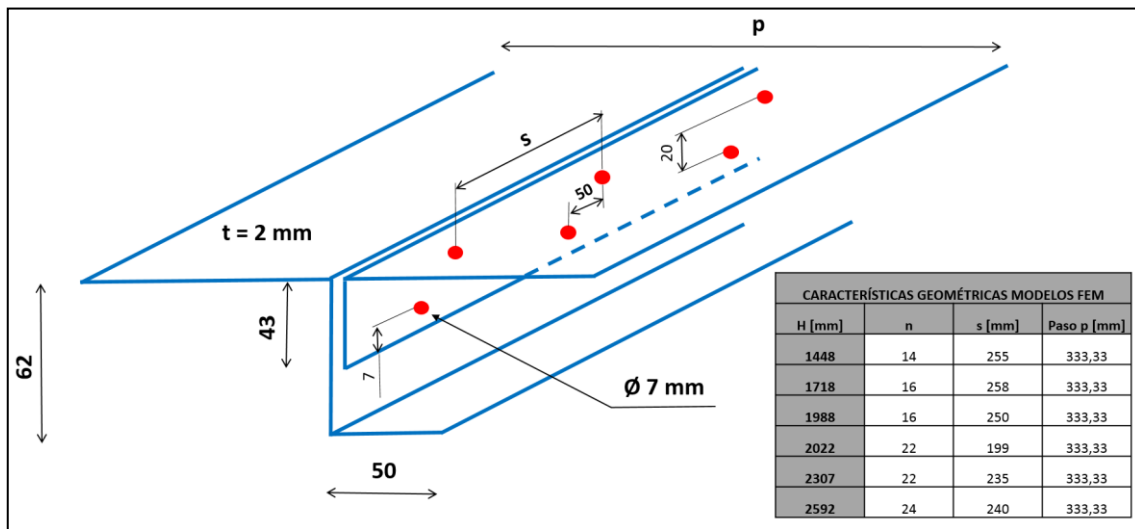


Imagen 151: Características geométricas de los modelos FEM para determinación de  $G_{xy}$ .

Para las configuraciones detalladas y las condiciones impuestas al modelo de elementos finitos, se han obtenido las rigideces a cortadura, a partir de la reacción  $F_y$  en el extremo. Además, con estas reacciones, se puede determinar también el valor de  $G_{xy}$  a partir de la expresión propuesta en [32], para que una chapa plana del mismo espesor  $t$ , genere la misma reacción, ante las mismas condiciones de contorno.

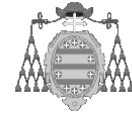
$$G_0 = G_{xy} = \frac{F_y \cdot p}{H \cdot t}$$

Ecuación 17

DETERMINACIÓN DEL MÓDULO A CORTANTE			
H [mm]	$F_y$ [N]	$B_{xy} = F_y/H$ [N/mm]	$G_{xy}$ [MPa]
1448	509550	352	58649
1718	600530	350	58258
1988	695030	350	58268
2022	734290	363	60524
2307	815550	354	58918
2592	908660	351	58427

Tabla 66: Determinación de la rigidez a cortante y del módulo  $G_{xy}$ .

Para el paso de 333,33 mm, el valor promedio de  $G_{xy}$  resulta ser 58841 MPa, ligeramente superior al valor obtenido con las curvas consistentes (43747 MPa).



#### 4.2.3.5 DETERMINACIÓN DEL MÓDULO $E_x$

A partir del valor de  $G_{xy}$  obtenido anteriormente, el ejercicio siguiente será incluir este valor en el modelo de *Samana* y *Mukhopadhyay*, para llevar a cabo un estudio de experimentos que permita determinar el valor del módulo  $E_x$ , de manera que los desplazamientos verticales  $U_y$  del modelo ortótropo se aproximen a los del modelo de referencia.

CONSTANTES DEL MATERIAL ORTÓTROPO SEGÚN SAMANTA Y MUKHOPADHYAY – $G_{xy}$ PARTICULARIZADO									
PASO [mm]	MÓDULOS DE YOUNG [MPa]			COEFICIENTES DE POISSON			MÓDULOS DE CORTANTE [MPa]		
	$E_x$	$E_y$	$E_z$	$\mu_{xy}$	$\mu_{xz}$	$\mu_{yz}$	$G_{xy}$	$G_{yz}$	$G_{xz}$
<b>p = 333,33</b>	Parámetro	365403600	$2 \cdot 10^5$	0,0051	0,0012	0,0023	58841	138632	82041

Tabla 67: Modelo ortótropo de partida para la determinación de  $E_x$ .

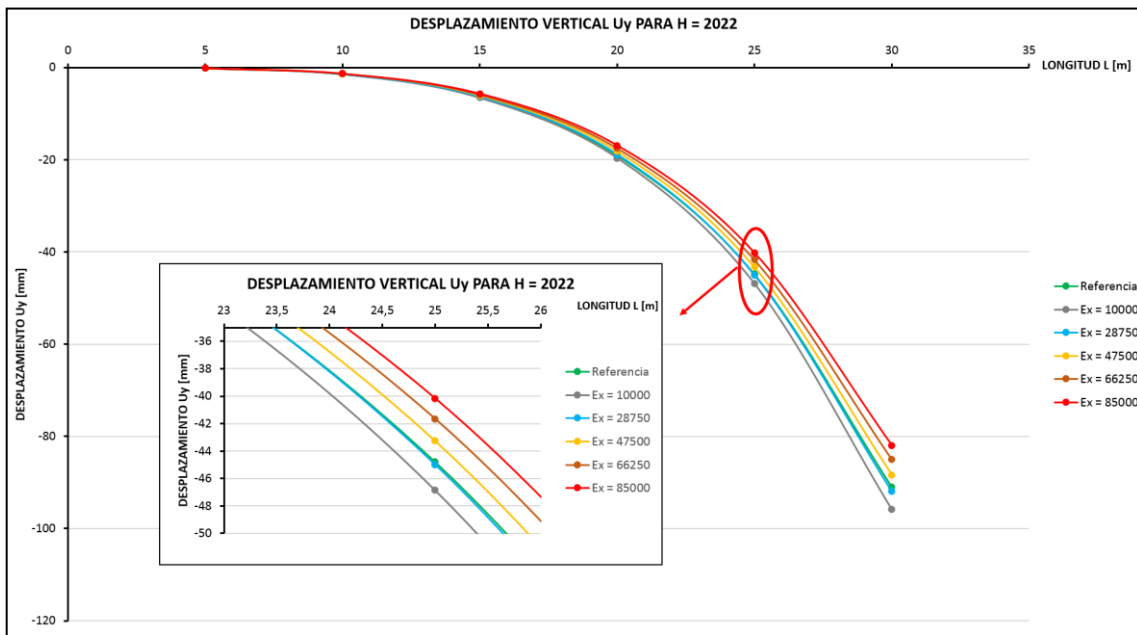
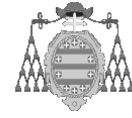
Para el estudio de experimentos se ha elegido el siguiente rango de variación para  $E_x$ , así como los rangos de altura  $H$  y longitud  $L$  especificados:

- $10000 \text{ MPa} \leq E_x \leq 85000 \text{ MPa}$
- $H = 2022; 2307; 2592 \text{ mm.}$
- $L = 5; 10; 15; 20; 25; 30 \text{ m.}$

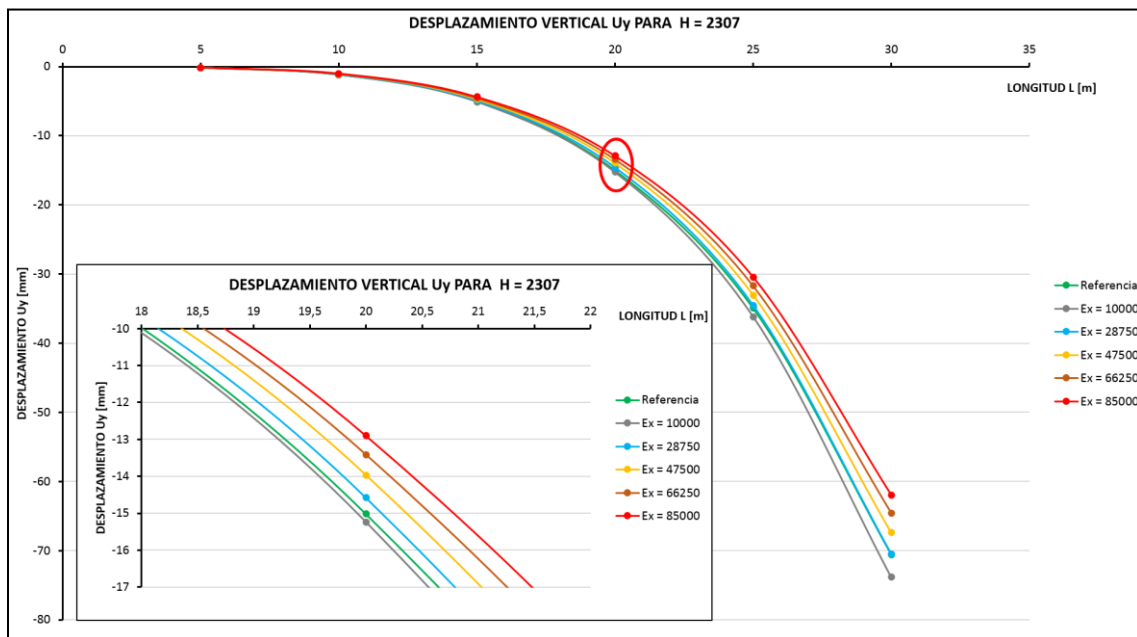
Dado que en su momento se eligieron coeficientes de *Poisson*  $\mu_{ij}$  suficientemente reducidos, no es de esperar que de la ecuación 7 resulte una matriz de elasticidad no definida positiva, a pesar de que  $E_x$  vaya a estudiarse para valores muy reducidos.

Además, teniendo en cuenta que en la matriz de elasticidad  $S_{ij} = S_{ji}$  [15]; no se modificará el valor del módulo  $E_y$  en función del de  $E_x$ , según la ecuación 4, así como tampoco se adaptarán los coeficientes de *Poisson*.

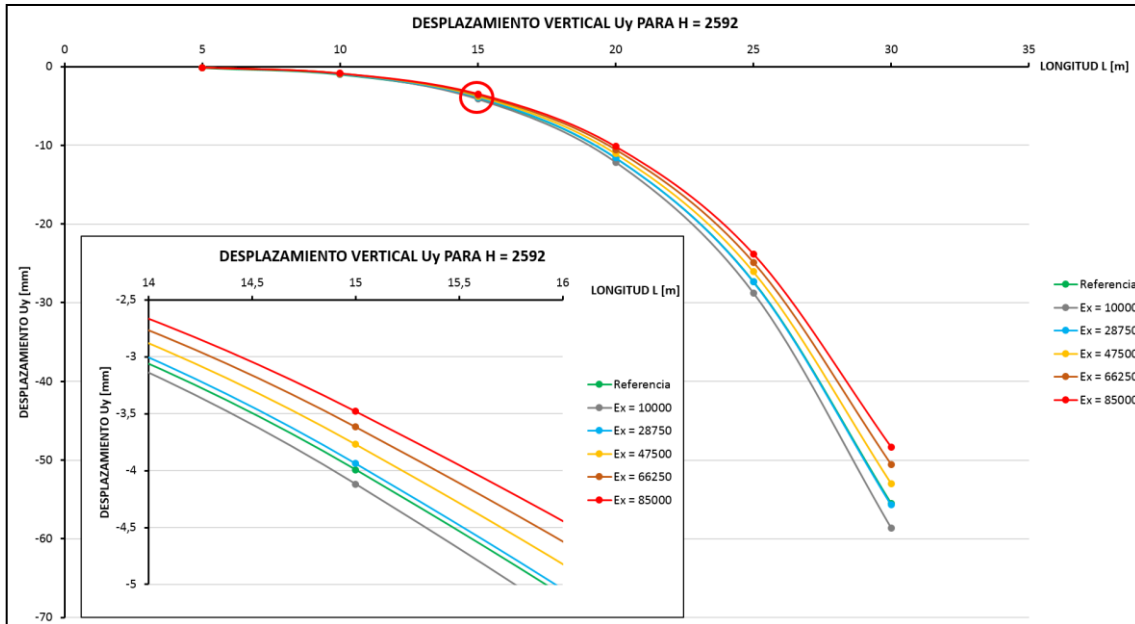
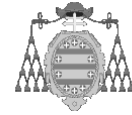
Los desplazamientos obtenidos para cada valor de  $E_x$ , se mostrarán graficados, para mayor facilidad de comparación con los desplazamientos  $U_y$  de referencia.



Gráfica 102: Evolución del desplazamiento  $U_y$  en función del módulo  $E_x$  para  $H = 2022$  mm.



Gráfica 103: Evolución del desplazamiento  $U_y$  en función del módulo  $E_x$  para  $H = 2307$  mm.



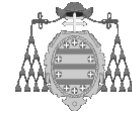
Gráfica 104: Evolución del desplazamiento  $U_y$  en función del módulo  $E_x$  para  $H = 2592$  mm.

En primer lugar, en las gráficas anteriores se puede apreciar claramente que los mayores valores del módulo  $E_x$  aumentan en exceso la rigidez de la estructura, independientemente de la altura considerada.

En segundo lugar, se observa que el valor de  $E_x = 28750$  MPa es el que más mejores aproximaciones obtiene para  $U_y$ . Esto se confirma con las siguientes tablas, en las que se expresan el porcentaje de error en cada caso.

ERRORES EN DESPLAZAMIENTO $U_y$															
$E_x$ [MPa]	10000			28750			47500			66250			85000		
	2022	2307	2592	2022	2307	2592	2022	2307	2592	2022	2307	2592	2022	2307	2592
5	8,6%	14,4%	18,7%	10,5%	15,0%	19,2%	11,1%	16,5%	20,6%	12,5%	17,8%	21,9%	13,8%	19,0%	23,0%
10	2,3%	0,2%	2,0%	0,8%	3,4%	5,4%	3,9%	6,6%	8,7%	6,7%	9,5%	11,7%	9,3%	12,2%	14,5%
15	5,0%	3,8%	3,2%	1,1%	0,4%	1,4%	2,4%	4,3%	5,6%	5,8%	7,9%	9,4%	8,8%	11,1%	12,8%
20	3,1%	1,5%	4,6%	0,9%	2,9%	0,4%	4,6%	7,0%	5,0%	8,1%	10,7%	9,1%	11,2%	14,1%	12,8%
25	4,6%	3,6%	5,4%	0,4%	1,0%	0,1%	3,5%	5,3%	4,6%	7,0%	9,2%	8,9%	10,3%	12,8%	12,8%
30	5,2%	4,6%	5,6%	1,0%	0,2%	0,3%	3,0%	4,6%	4,5%	6,6%	8,5%	8,9%	10,0%	12,2%	12,9%
PROMEDIO	4,79%	4,68%	6,57%	2,47%	3,82%	4,46%	4,75%	7,38%	8,18%	7,78%	10,6%	11,7%	10,6%	13,6%	14,8%

Tabla 68: Errores en desplazamiento vertical  $U_y$  en función de  $E_x$ ,  $H$  y  $L$ .

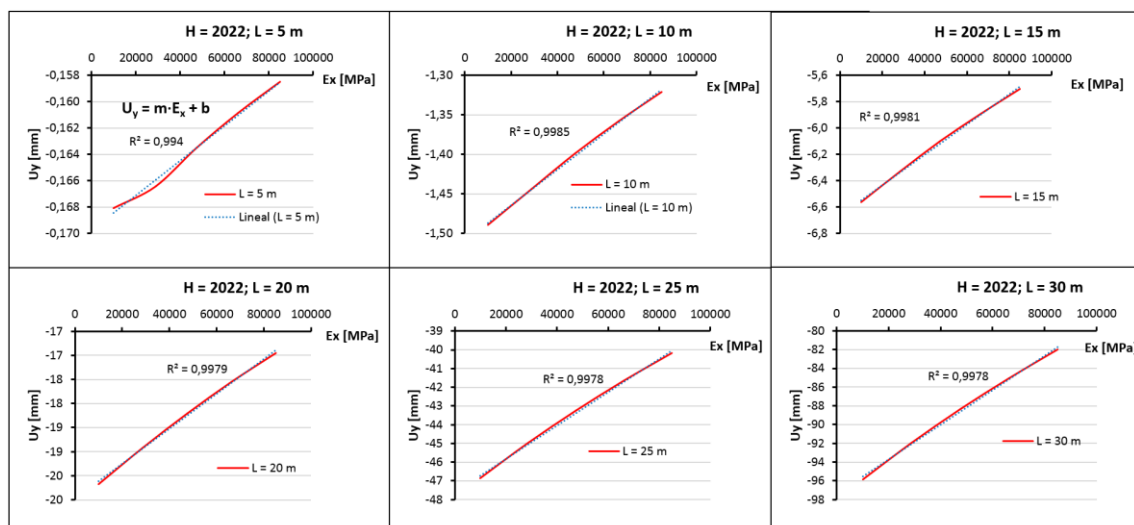


Como se observa, los mayores errores se obtienen para la longitud de 5,0 metros, en la cual la influencia del módulo  $G_{xy}$  es mucho mayor que la de  $E_x$ . Del mismo modo, la tendencia general confirma que cuanto mayor es la altura, mayor es el error cometido, alcanzando éste como máximo un 23% para todos los casos considerados. Sin embargo, aunque este pueda ser un error considerable, hay que valorar que se trata en realidad de un error de apenas 0,03 mm, por lo que en realidad es un resultado excelente.

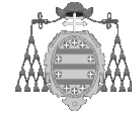
Adicionalmente, también se puede apreciar que cuanto mayor es la longitud de la viga, mayor es el error cometido, aunque como se comentó en el párrafo anterior, las diferencias son bastante reducidas.

Por otro lado, atendiendo al promedio de error, es fácil constatar que los menores errores se comenten para la menor de las alturas consideradas, siendo además el valor de  $E_x = 28750$  MPa, el que menores errores registra para todas las alturas y longitudes tenidas en cuenta.

A partir de estos resultados, es posible tratar de buscar los valores de  $E_x$ , que consiguen el desplazamiento  $U_y$  del modelo de referencia en cada altura y longitud, sin más que obtener las ecuaciones de las líneas de tendencia en cada caso. Sin embargo, debe recordarse que las superficies de respuesta obtenidas en apartados anteriores, evidenciaban la imposibilidad de obtener un valor único de  $E_x$ , para el  $G_{xy}$  fijado, tal que los desplazamientos  $U_y$  del modelo ortótropo igualen los valores de referencia.



Gráfica 105: Ajustes lineales para optimización de  $E_x$  con  $H = 2022$  mm.



DETERMINACIÓN DE $E_x$ ÓPTIMO PARA $H = 2022$						
$E_x$ [MPa]	L = 5 m	L = 10 m	L = 15 m	L = 20 m	L = 25 m	L = 30 m
10000	-0,1681	-1,4893	-6,5626	-19,6724	-46,8539	-95,8291
28750	-0,1664	-1,4439	-6,3240	-18,9116	-44,9822	-91,9486
47500	-0,1635	-1,3994	-6,0992	-18,2028	-43,2492	-88,3494
66250	-0,1609	-1,3586	-5,8922	-17,5495	-41,6521	-85,0312
85000	-0,1585	-1,3210	-5,7009	-16,9454	-40,1752	-81,9623
$U_y$ ref. [mm]:	-0,18391	-1,4561	-6,2522	-19,089	-44,797	-91,057
AJUSTE LINEAL PARA DETERMINACIÓN DE $E_x$ : $U_y = m \cdot E_x + b$						
m:	$1,321 \cdot 10^{-7}$	$2,251 \cdot 10^{-6}$	$1,149 \cdot 10^{-5}$	$3,635 \cdot 10^{-5}$	$8,9 \cdot 10^{-5}$	$1,848 \cdot 10^{-4}$
b:	-0,1698	-1,509	-6,6620	-19,9831	-47,610	-97,4024
$E_x$ óptimo [MPa]:	--	23661	35632	24595	31607	34335

Tabla 69: Coeficientes del ajuste lineal para la obtención de  $E_x$  óptimo para  $H = 2022$  mm.

Como se observa, los ajustes lineales consiguen en todos los casos valores  $R^2$  superiores a 0,99. Así mismo, se tiene que para la longitud de 5 m, no existe un valor de  $E_x$  con el que se consiga el desplazamiento de -0,18391 mm para esta altura, puesto que el término independiente  $b$  de la línea de ajuste es superior al valor buscado.

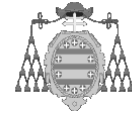
Por otro lado, a partir de los valores óptimos consistentes de  $E_x$  para cada longitud, se obtiene un valor promedio de  $E_x = 29966$  MPa.

Si se repite el mismo proceso para las dos alturas restantes para el valor de  $G_{xy}$  fijado, se obtiene que no existen valores de  $E_x$  para ninguna longitud entre 5 y 30 metros, tales que la deflexión vertical iguale a la del modelo de referencia correspondiente.

De tal manera que, encontrar valores optimizados de  $E_x$  en los dos casos restantes, requeriría obligatoriamente modificar el valor fijado para  $G_{xy}$ . Sin embargo, atendiendo al reducido nivel de error obtenido para esta aproximación, no resulta práctico comenzar de nuevo este proceso, razón por la cual se da por válido el valor de  $E_x$  determinado.

CONSTANTES DEL MATERIAL ORTÓTROPO OPTIMIZADO PARA LA CONFIGURACIÓN CON PASO = 333,33 mm									
PASO [mm]	MÓDULOS DE YOUNG [MPa]			COEFICIENTES DE POISSON			MÓDULOS DE CORTANTE [MPa]		
	$E_x$	$E_y$	$E_z$	$\mu_{xy}$	$\mu_{xz}$	$\mu_{yz}$	$G_{xy}$	$G_{yz}$	$G_{xz}$
p = 333,33	29966	365403600	$2 \cdot 10^5$	0,0051	0,0012	0,0023	58841	138632	82041

Tabla 70: Constantes ortótropas optimizadas a partir del modelo de Samanta y Mukhopadhyay.



#### 4.2.3.6 VERIFICACIÓN FINAL DEL MODELO

Una vez fijados todos los valores de las constantes ortótropas y conocida la influencia de cada una de ellas en los parámetros de salida estudiados, se hace necesario verificar el modelo conseguido.

En este caso, la validación para la flexión en el plano ya se ha llevado a cabo durante el proceso de obtención de los parámetros  $E_x$  y  $G_{xy}$ , con errores muy reducidos. Sin embargo, si es necesario verificar la validez del modelo en cuanto a flexión fuera del plano.

En este caso de flexión, la constante de mayor influencia es el módulo  $E_y$ , como se muestra en la imagen siguiente, obtenida a partir de un estudio de sensibilidad realizado para comprobar la influencia de los 6 módulos  $E_i$ ;  $G_{ij}$ . En este estudio, se obtiene también que el módulo  $E_x$  contrarresta el efecto de incrementar  $E_y$ , además de apreciarse una leve influencia de  $G_{yz}$  y de  $G_{xy}$  en menor medida. Debido a esto, es preciso determinar si la notable reducción que han experimentado  $E_x$  y  $G_{xy}$  (en comparación con los valores originales obtenidos del modelo de *Samanta* y *Mukhopadhyay*), afecta en proporción a los desplazamientos fuera del plano  $U_z$ , lo que requeriría una modificación del valor de  $E_y$ , o si por el contrario, la influencia del valor fijado para  $E_x$  y  $G_{xy}$  no es relevante y puede ser compensada variando únicamente  $E_y$ .

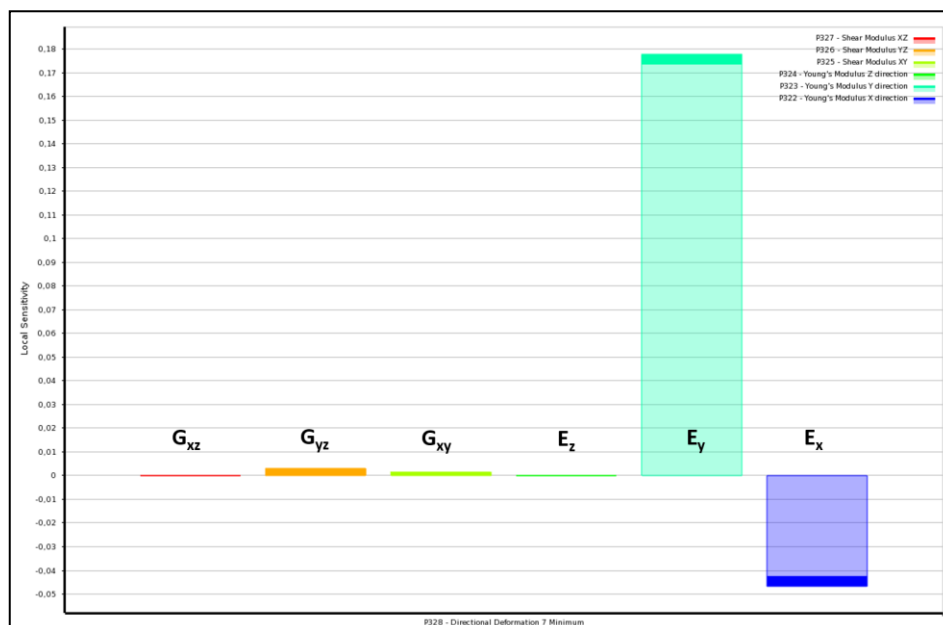
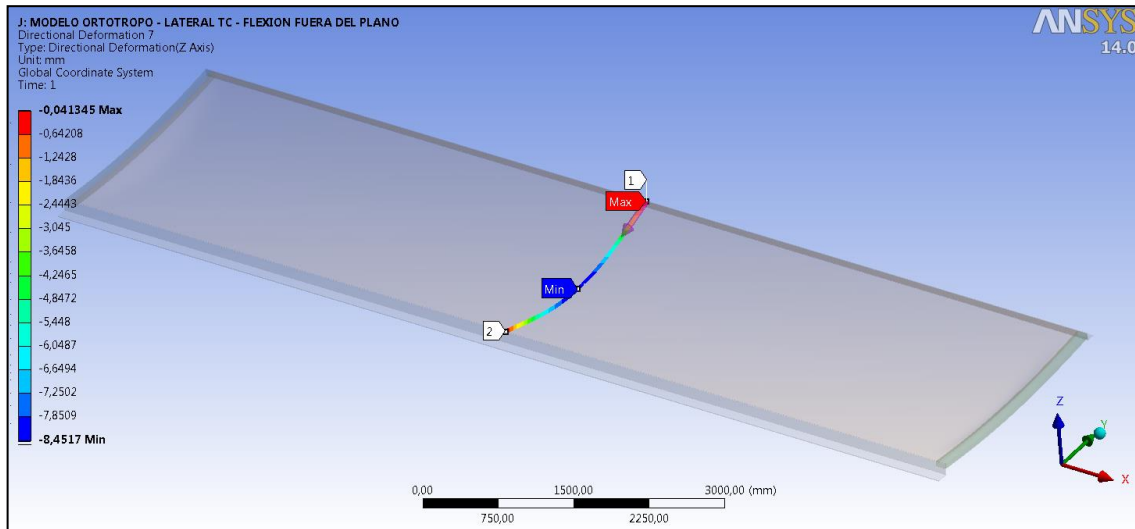


Imagen 152: Estudio de sensibilidad de los seis módulos ortótropos en el desplazamiento fuera del plano.



La siguiente imagen muestra el desplazamiento fuera del plano para el modelo ortótropo propuesto finalmente, gracias a la cual es posible apreciar que la rigidez ha aumentado, disminuyendo por tanto el desplazamiento  $U_z$ , con respecto al valor de referencia.



**Imagen 153:** Desplazamientos fuera del plano para el modelo ortótropo optimizado.

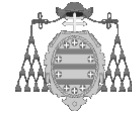
MODELO	$U_z$ min [mm]	Error [%]
Referencia	-10,3038	--
Optimizado	-8,4517	17,97%

**Tabla 71:** Comparación del modelo optimizado con el de referencia para  $U_z$ .

Como se observa, la influencia de  $E_x$  y  $G_{xy}$  es notable en el desplazamiento vertical fuera del plano. Aunque el error cometido está por debajo del 18%, es interesante llevar a cabo una optimización del modelo final, de manera que se mejore el resultado presentado en este caso.

Además, dado que las constantes  $E_x$  y  $G_{xy}$  están fijadas, es preferible variar exclusivamente el valor de  $E_y$ , puesto que esta constante no ha presentado influencia alguna para la flexión en el plano y por tanto su variación no repercutirá en ese caso.

Por otro lado, dado que el modelo propuesto sobrerigidiza la estructura, es lógico pensar que debe disminuirse el valor de  $E_y$  para conseguir igualar el desplazamiento de referencia. Para esto, cabe recordar que los modelos ortótropos propuestos por el Eurocódigo y por *D. Briassoulis*, presentaban valores de  $E_y$  inferiores a los conseguidos



por el modelo actual, con los cuales se probará en esta validación, de manera que si alguno de ellos ajusta adecuadamente, se dispondrá también de la expresión de cálculo para dicha constante.

En un primer análisis, en el cual se consideran módulos  $E_y$  similares a los del modelo de *D. Briassoulis* (un orden de magnitud por debajo del actual), se observa que los resultados en flexión fuera del plano se alejan excesivamente del de referencia ( $U_z = -44,844$  mm para  $E_y = E_{y \text{ Briassoulis}}$ ). Debido a esto, se afinó el rango de búsqueda en valores más cercanos al obtenido para el Eurocódigo, con los resultados mostrados en la siguiente tabla.

$E_y$ [MPa]	$U_z$ [mm]
$2,50 \cdot 10^8$	-11,877
$2,60 \cdot 10^8$	-11,502
$2,70 \cdot 10^8$	-11,147
$2,80 \cdot 10^8$	-10,809
$2,90 \cdot 10^8$	-10,487
$2,95 \cdot 10^8$	-10,332
$3,00 \cdot 10^8$	-10,179

Tabla 72:  $U_z$  en función de  $E_y$ .

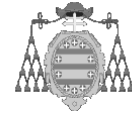
Si a partir de estos datos se lleva a cabo un ajuste lineal, con el que se consigue un valor de  $R^2$  de 0,9989; se obtienen los siguientes coeficientes para la recta  $U_z = m \cdot E_y + b$ :

- $m: 3,38386 \cdot 10^8$
- $b = -20,307$

Con esto, se obtiene un valor de  $E_y = 2,9562 \cdot 10^8$  MPa; que es muy similar al obtenido en el modelo de Eurocódigo para esta constante. Razón por la cual puede establecerse, que para los valores fijados de  $E_x$  y  $G_{xy}$ , la expresión propuesta por el Eurocódigo para la determinación de la rigidez fuera del plano resulta adecuada, que además puede ajustarse levemente, para que genere el valor de  $E_y$  necesario, quedando entonces como sigue:

$$D_y = 0,1282 \cdot E \cdot t \cdot d^2 \rightarrow E_y = \frac{12 \cdot D_y}{t^3} = 1,5384 \cdot \frac{E \cdot d^2}{t^2}$$

Ecuación 18



Con esto, las constantes ortótropas optimizadas para el paso de panel de 333 mm, quedarían como se reflejan en la siguiente tabla.

CONSTANTES DEL MATERIAL ORTÓTROPO OPTIMIZADO PARA LA CONFIGURACIÓN CON PASO = 333,33 mm									
PASO [mm]	MÓDULOS DE YOUNG [MPa]			COEFICIENTES DE POISSON			MÓDULOS DE CORTANTE [MPa]		
	$E_x$	$E_y$	$E_z$	$\mu_{xy}$	$\mu_{xz}$	$\mu_{yz}$	$G_{xy}$	$G_{yz}$	$G_{xz}$
<b>p = 333,33</b>	29966	295615409	$2 \cdot 10^5$	0,0051	0,0012	0,0023	58841	138632	82041

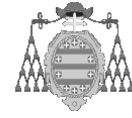
*Tabla 73: Constantes ortótropas finales para el pliegue de 333 mm.*

A lo largo de este proceso se ha conseguido determinar por un lado, que parámetros presentan mayor influencia en los dos casos de flexión estudiados, mientras que por otro, se han fijado valores para dichas constantes, estableciéndose además expresiones de cálculo para éstas, a partir de las originales recogidas en modelos ortótropos más generales.

Del mismo modo, para la determinación de la constante  $G_{xy}$ , de gran influencia en la flexión en el plano, la simulación por elementos finitos ha demostrado, basándose en la escasa variación de la rigidez en ese plano para las diferentes alturas estudiadas, que los puntos de soldadura dispuestos entre paneles consecutivos, apenas presentan una influencia significativa, ni en número, ni en disposición constructiva. Sin embargo, queda pendiente un análisis más detallado de este aspecto, que verifique si esta premisa se cumple también para otras constantes como  $E_x$ .

Las constantes finales posibilitan la representación de la rigidez de este tipo de estructuras con un modelo simplificado, gracias al cual se disminuye considerablemente el tiempo de modelizado, así como el de cálculo y post-procesado, todo ello aportando un reducido nivel de error en desplazamientos, para diferentes alturas y longitudes considerables. A su vez, se establece también un procedimiento que permite fijar dichas constantes, para cualquier paso entre plieuges, e independientemente de la disposición y número de puntos de soldadura.

Queda pendiente sin embargo el análisis de tensiones en el modelo ortótropo, aspecto no considerado en la presente tesis doctoral, pero que a priori no debería presentar problemas significativos siempre que se usen las relaciones geométricas adecuadas (secciones y módulos resistentes), en dicha comparación.



---

### 4.3 MODELOS PARA CÁLCULO MATRICIAL

El uso de software de elementos finitos es muy útil para representar el comportamiento de estructuras complejas, o para conocer con gran nivel de detalle los estados de tensión y deformación en estructuras poco convencionales. Sin embargo, su aplicación requiere una serie de requisitos, que en ocasiones pueden limitar las posibilidades de implementación de este tipo de software.

En el mercado existen hoy en día otras herramientas de cálculo, que también permiten representar estructuras complejas, con inversiones más asequibles desde el punto de vista económico y que, además requieren generalmente menores tiempos de pre y post-procesado, además de facilitar resultados con costes computacionales mucho más reducidos. Por estas razones, los programas de cálculo matricial están muy extendidos.

Sin embargo, la gran mayoría de estos programas están adaptados al cálculo de estructuras convencionales, implementando también las comprobaciones requeridas por las diferentes normas de diseño estructural. Esta adaptación limita en ocasiones su aplicación para representar problemas más complejos, o tipologías estructurales poco habituales, como es el caso de los paneles de chapa plegados, que se estudian aquí.

En este caso, lo que se busca es desarrollar alternativas de modelización que permitan reproducir el comportamiento de los paneles plegados unidos por puntos, mediante software comercial de cálculo matricial. Las diferentes opciones de modelización se detallarán a continuación.

#### 4.3.1 MODELO MATRICIAL TIPO A

Como se comentó, los primeros cálculos con ordenador de pasarelas de embarque se llevaron a cabo en Alemania, utilizando software de cálculo matricial (*RSTAB*). El proceso seguido para obtener la rigidez ideal de esta celosía equivalente a la lámina de paneles, se llevaba a cabo mediante la aplicación de la siguiente fórmula, [32].

$$t = \frac{E}{G} \frac{a \cdot b}{\frac{d^3}{A_d} + \frac{b^3}{A_m} + \frac{a^3}{12} \left( \frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} \right)} \quad \text{Ecuación 19}$$

Lo que se pretende es determinar la sección que debe tener la diagonal ficticia que une dos paneles consecutivos, de tal manera que se obtenga una rigidez similar a la de la pared de paneles original.

Además, en [32], pueden encontrarse varias fórmulas similares a esta, en función del tipo de celosía que se estudie, cuya finalidad es el cálculo de un espesor equivalente "t", de un panel de chapa ficticio cuya energía de deformación a torsión uniforme, sea igual que la del panel triangulado o marco tipo *Vierendeel* correspondiente, de tal manera que se pueda determinar el módulo de torsión uniforme de estas estructuras.

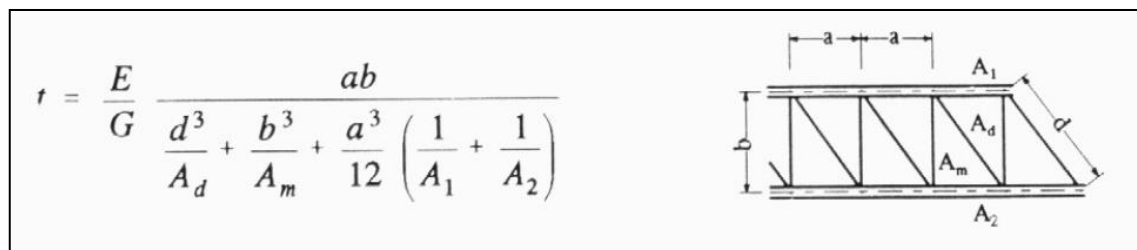
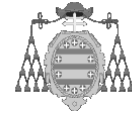


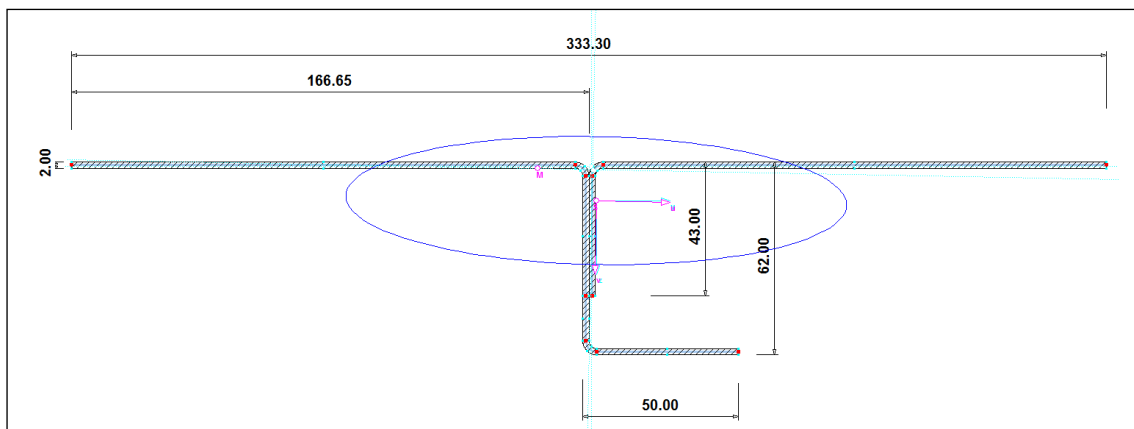
Imagen 154: Determinación del espesor equivalente para vigas *Vierendeel* [2].



Según la ecuación anterior, Para la determinación del área de la diagonal necesaria para un espesor efectivo "t" de 2 mm se utilizan las siguientes constantes:

- $A_1$ ;  $A_2$ ;  $I_1$ ;  $I_2$ : Áreas e inercias de cada cordón.
- $A_d$ : Área de una diagonal.
- $A_m$ ;  $I_m$ : Área e inercia de un montante.
- a, b, d: dimensiones indicadas en la figura.
- E; G: Módulo de Young y de elasticidad transversal del acero.

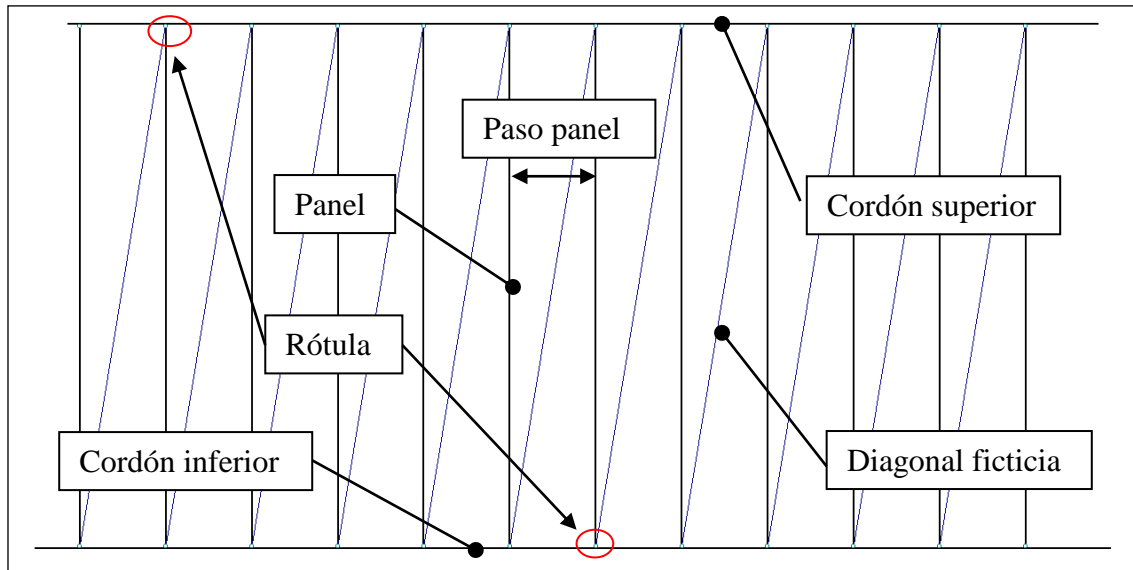
Adicionalmente, para tener en cuenta los pliegues de los paneles y su unión mediante puntos, se modifica ligeramente la forma de la sección transversal del panel, de modo que en lugar de la sección real, se utiliza la sección mostrada, que es similar a la que se tomó como base para el modelo ortótropo propuesto por *Timoshenko*.



*Imagen 155: Modelización del panel individual a modo de rigidizador [mm].*

A continuación se detalla la transformación que se pretende llevar a cabo en la estructura inicial, con objeto de conseguir una rigidez equivalente en la lámina de paneles, cuando ésta es modelizada por medio de elementos viga.

Cabe destacar, que esta representación se basa en los modelos de cálculo utilizados inicialmente en Alemania, con objeto de comprobar su validez para reproducir el comportamiento de esta tipología estructural.

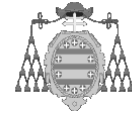


*Imagen 156: Transformación de la estructura laminar en celosía.*

Como se, la transformación entre la estructura laminar de paneles y la celosía se lleva a cabo utilizando diagonales ficticias definidas como barras de celosía (sin capacidad de absorber momentos en los extremos), que conectan los extremos inferior y superior de dos montantes consecutivos (paneles plegado tipo rigidizador), que a su vez se unen a los cordones.

A continuación se estima la sección transversal de esta diagonal a partir de la ecuación recogida en [32], estableciendo el espesor del panel como espesor ideal  $t$ , y definiendo como incógnita el área de la diagonal  $A_d$ .

Los montantes no son otros que los paneles idealizados descritos anteriormente, definidos como elementos viga, capaces de absorber y transmitir todo tipo de esfuerzos. Sin embargo, en estos elementos se introduce una particularidad: Se define una rótula en los nodos inicial y final de la barra, liberando el giro respecto al eje local transversal del perfil. Es decir, en esta celosía, los montantes no transmiten momentos en el plano de la lámina.



El primer paso será aislar la incógnita  $A_d$  en la ecuación inicial:

$$t = \frac{E}{G} \cdot \frac{a \cdot b}{\frac{d^3}{A_d} + \frac{b^3}{A_m} + \frac{a^3}{12} \left( \frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} \right)}$$

Quedando entonces:

$$A_d = - \frac{12 \cdot A_1 \cdot A_2 \cdot A_m \cdot t \cdot G \cdot d^3}{A_m \cdot t \cdot G \cdot d^3 \cdot (A_1 + A_2) - 12 \cdot A_1 \cdot A_2 \cdot A_m \cdot E \cdot a \cdot b + 12 \cdot A_1 \cdot A_2 \cdot t \cdot G \cdot b^3} \quad \text{Ecuación 20}$$

A continuación, se tabulan los resultados obtenidos para las diferentes dimensiones utilizadas en la fabricación de pasarelas de embarque, que se distinguen por medio de la denominación del túnel al que pertenecen dentro de la estructura telescópica (Túnel A o túnel inicial, túnel B o túnel intermedio y túnel C o túnel final).

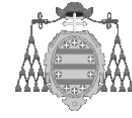
SECCIÓN DE DIAGONALES FICTICIAS PARA DIFERENTES GEOMETRÍAS									
a [mm]	333,3	333,3	333,3	250	250	250	333,3	333,3	333,3
H [mm]	2022	2307	2592	1368	1638	1908	1448	1718	1988
b [mm]	2084,2	2369,2	2654,2	1440,8	1710,8	1980,8	1499,6	1769,6	2039,6
d [mm]	2110,6	2392,5	2675,1	1462,3	1728,9	1996,5	1536,2	1800,7	2066,6
t [mm]	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
$A_m$ [mm <sup>2</sup> ]	955,49	955,49	955,49	788,89	788,89	788,89	955,49	955,49	955,49
$A_1$ [mm <sup>2</sup> ]	1710	1710	1710	2997	2997	2997	1710	1710	1710
$A_2$ [mm <sup>2</sup> ]	2997	2997	2997	2997	2997	2997	1710	1710	1710
$A_d$ [mm <sup>2</sup> ]	-1096,2	-1061,8	-1038,9	-940,4	-892,1	-864,0	-1256,5	-1158,8	-1103,0

Tabla 74: Secciones de la diagonal ficticia para diferentes geometrías.

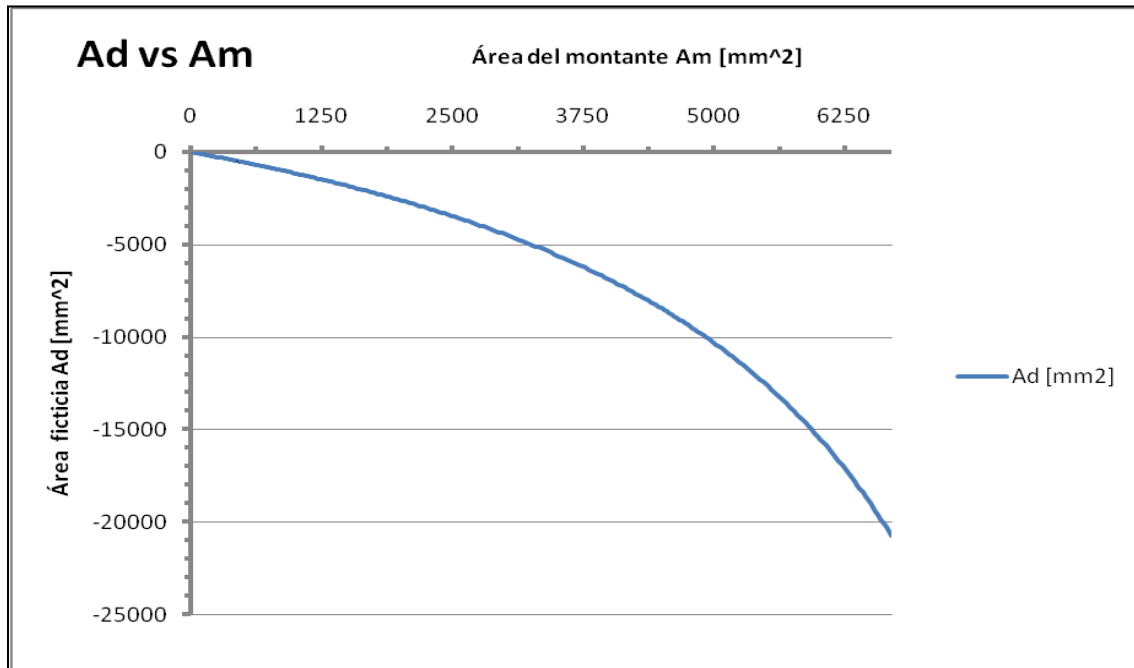
En la tabla anterior se tiene:

- a = paso del panel.
- H = longitud real de panel.
- b = Distancia entre centros de gravedad de los cordones.
- d = Longitud real de la diagonal ficticia.
- t = espesor de los paneles.
- $A_m$  = Sección neta del panel individual.
- $A_1$  = Sección neta del cordón superior.
- $A_2$  = sección neta del cordón inferior.
- $A_d$  = Sección neta de la diagonal ficticia obtenida.





Como se observa, la ecuación utilizada da como resultado secciones negativas para la diagonal ficticia de todas las geometrías estudiadas. Evidentemente, este dato carece de sentido físico, por lo que es necesario profundizar en la fórmula utilizada para comprender este efecto.

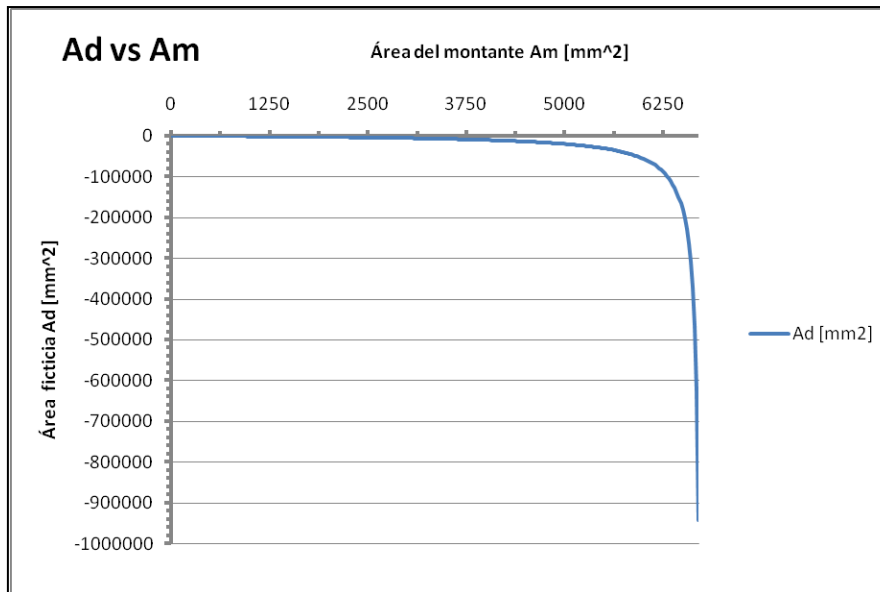
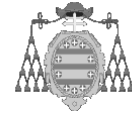


Gráfica 106: Evolución de  $A_d$  en función de  $A_m$ .

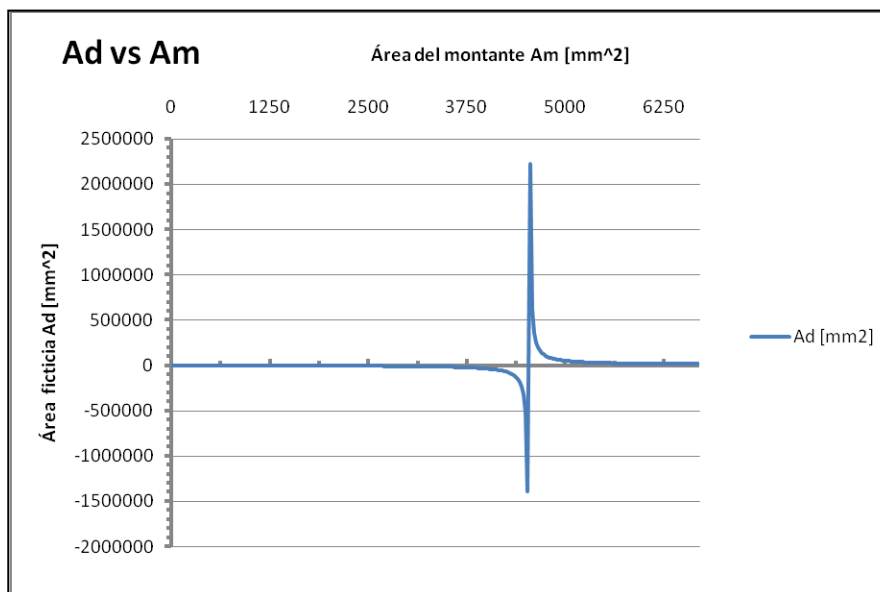
La gráfica anterior muestra la evolución que sufre el área de la diagonal ficticia  $A_d$  en función del área de los montantes  $A_m$ . La representación se ha obtenido utilizando los datos de partida correspondientes a una pared lateral de túnel A. La gráfica sería idéntica para el resto de zonas de las tres geometrías estudiadas. Como se observa, no existe ningún valor de  $A_m$  que consiga valores positivos de  $A_d$ .

Examinando la fórmula se aprecia que, en realidad, son  $a$  y  $b$  (la distancia horizontal entre montantes y el canto de la celosía respectivamente), los factores que más influencia tienen en el valor de  $A_d$ . Por lo tanto, merece la pena estudiar el comportamiento de la expresión al variar dichos parámetros.

La gráfica anterior se obtuvo para  $a = 333,3$  mm y  $b = 2084,2$  mm. Si se varía el valor del paso entre montantes, fijando el resto de parámetros, se obtienen la siguiente evolución de  $A_d$ . Evidenciándose que  $A_d$  tiende a infinito a medida que aumenta  $a$ .



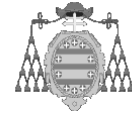
Gráfica 107: Evolución de  $A_d$  para  $a = 500$  mm.



Gráfica 108: Evolución de  $A_d$  para  $a = 750$  mm.

Finalmente, se observa que para un valor suficientemente elevado de  $a$ , se produce un cambio en el comportamiento de la curva. Es decir, existe un límite de  $A_m$ , a partir del cual,  $A_d$  toma valores positivos.

Procediendo del mismo modo pero variando ahora el canto de la celosía  $b$ , y fijando el resto de parámetros con  $a = 333,3$  mm; se observa el mismo comportamiento para un valor de  $b$  suficientemente reducido.



Las gráficas presentadas hasta ahora, relacionan el área de la diagonal ficticia  $A_d$  con el área de los montantes de la celosía  $A_m$ , para valores concretos de  $a$  y  $b$ . Es fácil observar la gran influencia de estos dos últimos parámetros en el comportamiento de la curva, por lo que será útil comprobar la variación de la función al parametrizar  $a$  y  $b$ . De este modo se podrá encontrar cual es el rango de geometrías de la celosía que permitan obtener valores consistentes de  $A_d$ .

En este momento, no conviene perder de vista el punto de partida, puesto que se trata de una estructura ya definida ( $a$  y  $b$  ya están fijados), por lo que el resultado final debe ser tal, que satisfaga las condiciones de partida.

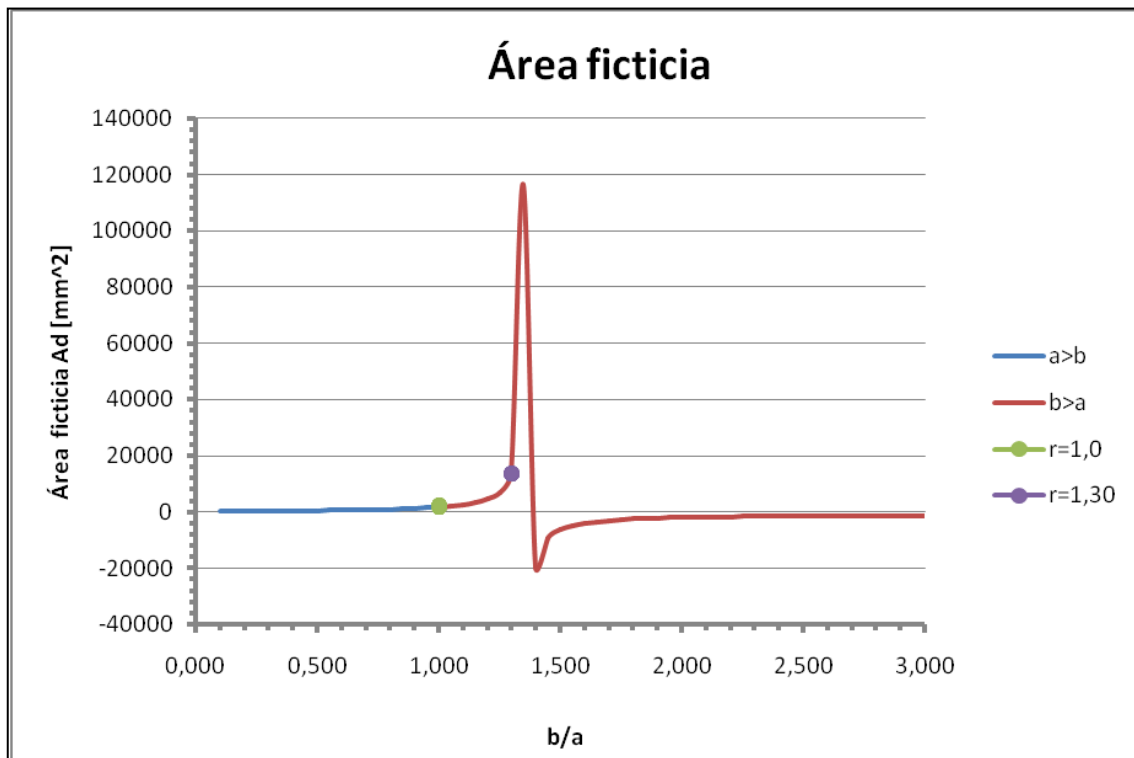
Cabe destacar también, que en ambas gráficas parece haber un determinado rango de valores de  $A_d$ , a priori idóneo, puesto que, aún en los rangos positivos, la curva presenta límites asintóticos tanto verticales ( $A_d$ ), como horizontales ( $A_m$ ), que no serían válidos a la hora de elegir secciones ficticias.

Para abordar el estudio, se define  $r$  como la relación entre el canto de la celosía y la distancia entre los montantes, es decir:

$$r = \frac{b}{a}; \text{ De tal manera que:}$$

$$A_d = -\frac{12 \cdot A_1 \cdot A_2 \cdot A_m \cdot t \cdot G \cdot d^3}{A_m \cdot t \cdot G \cdot a^3 \cdot (A_1 + A_2) - 12 \cdot A_1 \cdot A_2 \cdot A_m \cdot E \cdot a^2 \cdot r + 12 \cdot A_1 \cdot A_2 \cdot t \cdot G \cdot a^3 \cdot r^3}$$

A partir de esto, se procede a establecer valores de  $a$  y  $b$ , para estudiar el comportamiento de la curva en función de esta relación, obteniéndose la gráfica mostrada en la página siguiente.



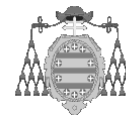
Gráfica 109: Evolución de  $A_d$  en función de la relación  $b/a$  para un  $H = 2022$  mm.

Como se observa en la gráfica anterior, si el paso de los paneles es mayor que el canto de la celosía ( $a > b$ ), la sección ficticia es siempre positiva. Sin embargo, esta condición no reporta valores de  $A_d$  consistentes, por estar éstos muy cerca de anularse.

Por otro lado, cuando el canto de la celosía es mayor que el paso entre paneles consecutivos ( $b > a$ ), la curva tiende a valores de  $A_d$  infinitos si se superan determinados valores de  $r$ , resultado incluso áreas negativas a partir de ciertos valores.

A su vez, se ha determinado que el rango de validez idóneo para la relación  $b/a$ , que ofrece valores de  $A_d$  consistentes. Este y otros rangos de interés, derivados de la gráfica anterior, se exponen a continuación.

- $r \leq 1,0 \rightarrow (a > b)$ : Valores de  $A_d$  demasiado bajos, que ocasionarán problemas de convergencia en el cálculo.
- $1,0 < r \leq 1,30 \rightarrow (b > a)$ : Valores de  $A_d$  consistentes.
- $r > 1,30 \rightarrow (b > a)$ : Valores de  $A_d$  no consistentes o negativos.
- $r \geq 1,365 \rightarrow$  Valores de  $A_d$  negativos.



Cabe destacar, que estos rangos se han obtenido a partir de los valores fijados para una altura determinada. Por esto, a continuación se exponen tabulados los rangos de  $r$  para los cuales se obtienen valores consistentes de  $A_d$ .

LÍMITES PARA LA RELACIÓN $b/a$ EN LAS GEOMETRÍAS ESTUDIADAS			
H [mm]	2022-2307-2592	1368-1638-1908	1448-1718-1988
$r$	1,0 - 1,30	1,0 - 1,20	1,0 - 1,25

Tabla 75: Límites de la relación  $a/b$  para diferentes geometrías.

Es decir, siempre que la relación  $b/a$  se encuentre dentro de estos límites, será posible encontrar un valor de  $A_d$  consistente, que permita idealizar la estructura laminar real de chapa plegada, mediante una estructura de celosía. Consiguiendo una rigidez similar en el plano de la misma.

Apréciase que se descartan todos los valores de  $A_d$ , obtenidos para una relación en la que se cumpla que  $a > b$ , por carecer éstos de sentido práctico.

La tabla inferior reporta los valores reales de la relación  $b/a$ ; para todas las geometrías de las estructuras estudiadas.

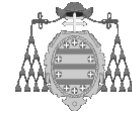
RELACIÓN $b/a$ PARA LAS DIFERENTES ZONAS DE LAS ESTRUCTURAS ESTUDIADAS									
H [mm]	2022	2307	2592	1368	1638	1908	1448	1718	1988
$a$ [mm]	333,3	333,3	333,3	250	250	250	333,3	333,3	333,3
$b$ [mm]	2084,2	2369,2	2654,2	1440,8	1710,8	1980,8	1499,6	1769,6	2039,6
$r$	6,25	7,11	7,96	5,76	6,84	7,92	4,50	5,31	6,12

Tabla 76: Relación  $a/b$  para todas las geometrías consideradas.

Como se puede observar, la relación  $r = b/a$ ; para las diferentes zonas de las estudiadas es muy superior a los límites de validez fijados anteriormente. Queda pues patente, que para estas relaciones no se obtendrán secciones ficticias consistentes.

Visto esto, el objetivo debe ser conseguir valores de  $r$  dentro de los rangos óptimos. A priori, una manera de conseguir esto puede ser modificar el paso de los paneles que conforman la lámina, es decir, aumentar el valor de  $a$ , con el número de paneles suficiente, para que la relación  $b/a$  se sitúe dentro del intervalo deseado.

Debe tenerse en cuenta, que aumentar el valor de  $a$  condiciona el área resultante de los montantes  $A_{m,res}$ , que se verá incrementada proporcionalmente al número de paneles necesarios.



Los resultados intermedios de este cálculo, así como la sección ficticia  $A_d$  resultante se muestran tabulados.

PANELES NECESARIOS PARA LA OBTENCIÓN DE VALORES DE $A_d$ CONSISTENTES									
H [mm]	2022	2307	2592	1368	1638	1908	1448	1718	1988
Nº paneles	5	6	7	5	6	7	5	5	5
$A_{m,res}$ [mm <sup>2</sup> ]	4777,45	5732,94	6688,43	3944,4	4733,3	5522,2	4777,5	4777,4	4777,4
$a$ [mm]	1666,5	1999,8	2333,1	1250	1500	1750	1666,5	1666,5	1666,5
$b$ [mm]	2084,2	2369,2	2654,2	1440,8	1710,8	1980,8	1499,6	1769,6	2039,6
$d$ [mm]	2668,54	3100,37	3533,86	1899,4	2267,3	2635,1	2241,9	2438,5	2642,0
$r$	1,25	1,18	1,14	1,15	1,14	1,13	0,90	1,06	1,22
$A_d$ [mm <sup>2</sup> ]	8434,03	9284,24	10360,2	4628,4	5660,1	6622,8	5410,5	6493,8	8385,4

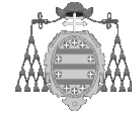
Tabla 77: Valores consistentes de la diagonal equivalente en función del número de paneles.

De cara a una simulación posterior, será necesario definir o seleccionar un perfil con el área equivalente obtenida, adoptando también el resto de propiedades estáticas de esta sección ( $I_{y,z}$ ;  $I_t$ , etc...).

Se debe comentar también, que por facilidad de modelización, se han elegido 5 paneles de techo para el túnel a, lo que reporta una relación  $a/b = 0,90$ . En lugar de utilizar 4 paneles con una relación  $a/b = 1,12$ ; que está dentro de los límites fijados para  $r$ . Se escogen 5 paneles de techo, puesto que en el túnel A, se obtienen también 5 paneles laterales, con lo que la modelización posterior resultará más sencilla.

En este aspecto es evidente que puede elegirse entre una gran variedad de perfiles, por ejemplo perfiles en I, perfiles macizos, perfiles huecos (cuadrados, rectangulares o circulares), etc. Uno de los problemas que pueden surgir en función de la forma elegida para el perfil ficticio, es que en el cálculo surjan problemas de inestabilidad por pandeo en estos perfiles. Para evitar este inconveniente, en los primeros cálculos realizados en Alemania, se optó por utilizar perfiles cuadrados huecos, que eran menos susceptibles a fenómenos de inestabilidad, a la vez que aportaban un buen comportamiento torsional.

Dado que el objeto de este apartado es chequear la validez de esta modelización, así como su utilización en dimensionamiento de esta tipología particular, se adoptará para el estudio la misma forma que en los cálculos alemanes de referencia.



Partiendo de las áreas ficticias calculadas y para un espesor de tubo hueco de 10 mm, se obtienen los perfiles tabladados a continuación.

DIMENSIONES Y VALORES ESTÁTICOS DE LAS DIAGONALES EQUIVALENTES PARA DIFERENTES GEOMETRÍAS									
H [mm]	2022	2307	2592	1368	1638	1908	1448	1718	1988
$A_d$ [mm <sup>2</sup> ]	8434,03	9284,24	10360,2	4628,4	5660,1	6622,8	5410,53	6493,8	8385,4
B [mm]	220,85	242,1	269	125,7	151,5	175,55	145,25	172,35	219,625
C [mm]	220,85	242,1	269	125,7	151,5	175,55	145,25	172,35	219,625
b [mm]:	200,85	222,1	249	105,7	131,5	155,55	125,25	152,35	199,625
h [mm]	200,85	222,1	249	105,7	131,5	155,55	125,25	152,35	199,625
t [mm]	10	10	10	10	10	10	10	10	10
$A_m$ [mm <sup>2</sup> ]	44457,7	53870,4	67081,0	13386,4	20022,2	27406,8	18292,6	26357,5	43942,6
p [mm]	883,4	968,4	1076	502,8	606	702,2	581	689,4	878,5
$I_y$ [mm <sup>4</sup> ]	62633305,2	83510214,4	115999193,	10402579,3	18981989,2	30358341	16583960,5	28635858,5	61549590,3
$I_t$ [mm <sup>4</sup> ]	89494638,4	119868693	167281061	14256015	26461418	42787400	23037373	40308615	87920576

*Tabla 78: Valores estáticos de las diagonales equivalentes.*

En este punto es importante remarcar, que en los primeros modelos de cálculo con programas de barras realizados en Alemania, se utilizaron los valores estáticos obtenidos en la tabla anterior, para definir la diagonal ficticia entre paneles consecutivos. Es decir, sin respetar el número mínimo de paneles necesarios, para obtener valores consistentes de  $A_d$ .

Por este motivo, el primer modelo analizado, el modelo A, respetará la modelización original, a pesar de que, de acuerdo con el análisis previo llevado a cabo, éste no respeta las restricciones expuestas.

Del mismo modo, conviene tener en cuenta que la introducción de estos nuevos elementos en el cálculo (diagonales ficticias), debe hacerse definiendo un material de iguales características que el acero de los paneles, pero sin masa, de tal manera que no se incremente el peso total de la estructura.

Para comprobar la validez de este y de los demás modelos matriciales propuestos, se utilizará como referencia el modelo realista de elementos finitos usado en la comparación de los modelos ortótropos seleccionados inicialmente. Las características de este modelo, se recuerdan en la imagen siguiente.

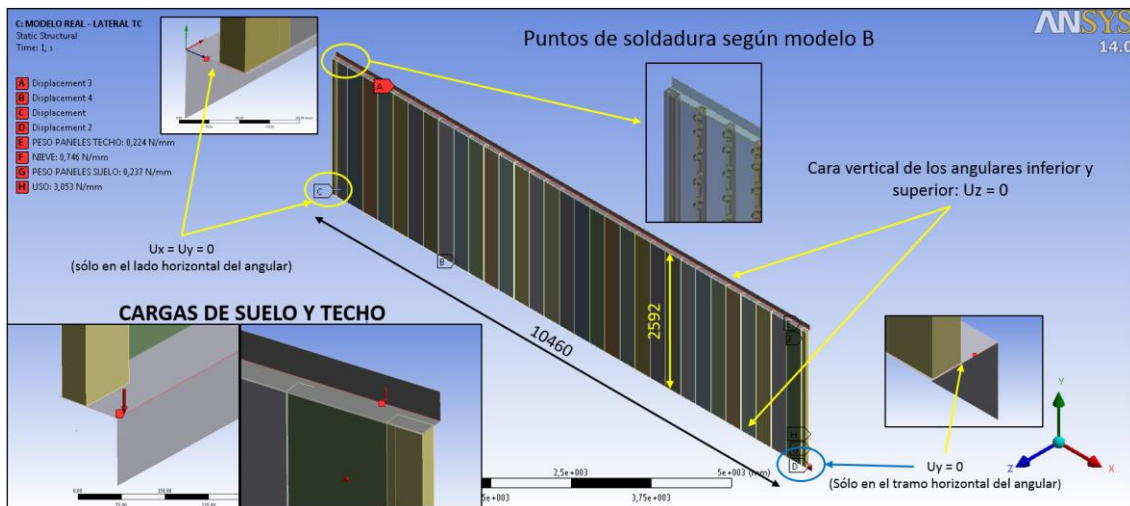


Imagen 157: Modelo de elementos finitos de referencia para la comparación con los modelos matriciales.

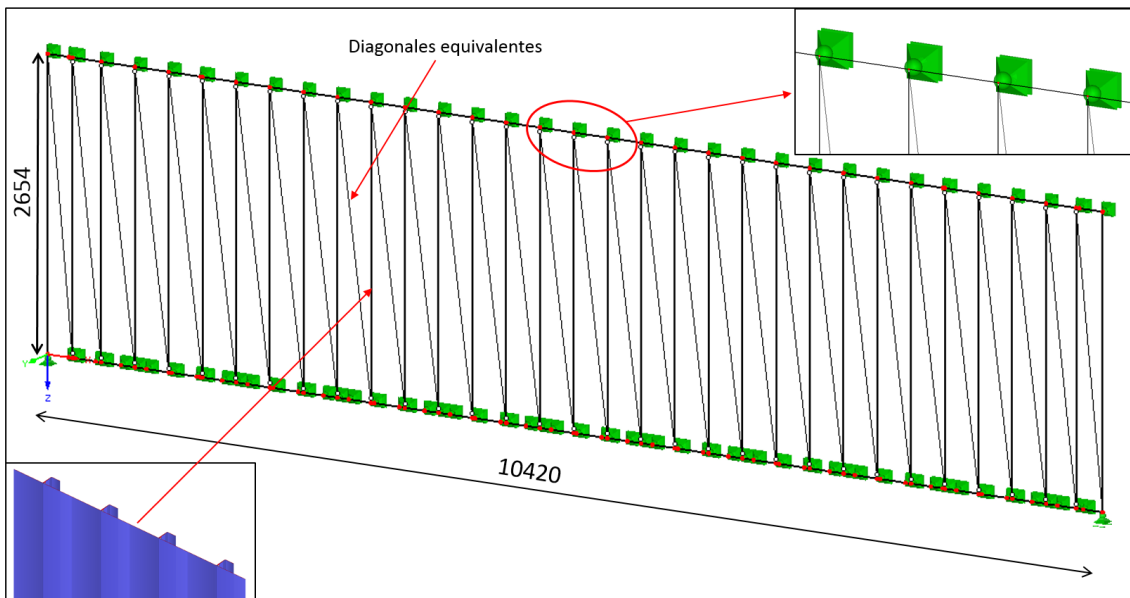
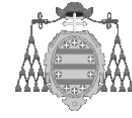


Imagen 158: Vista general del modelo matricial tipo A.



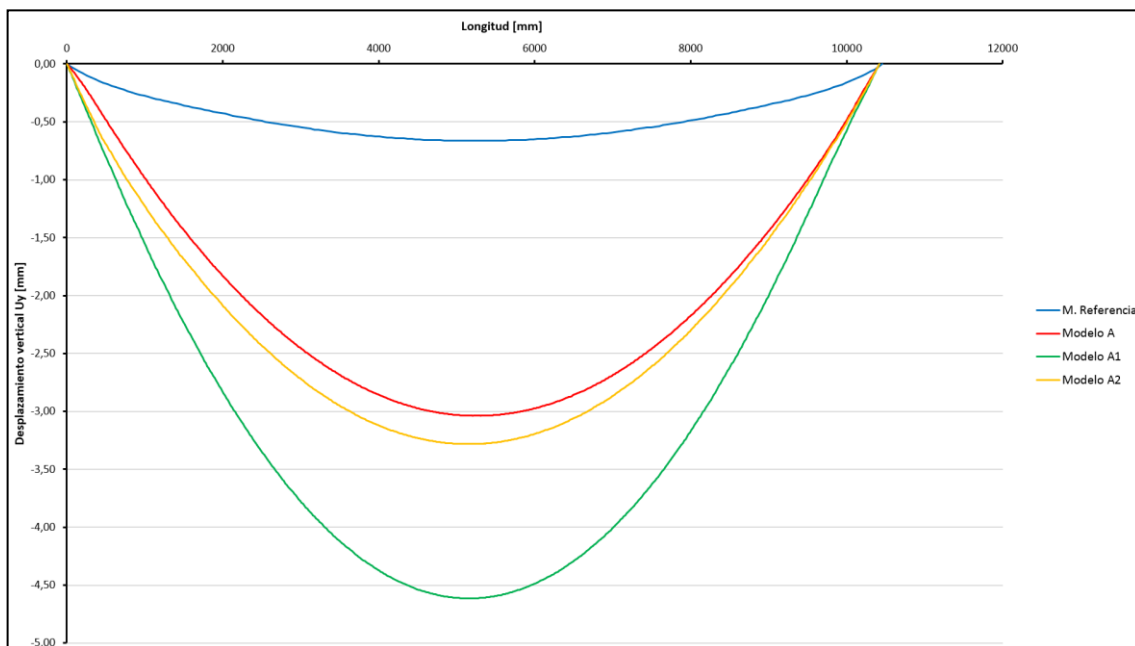


En este caso, para comparar los desplazamientos en ambos modelos, se tomará como referencia la línea de gravedad del angular inferior que compone la estructura.

Además, a modo de información se compararán también dos alternativas del modelo A propuesto, con las siguientes variaciones respecto al inicial:

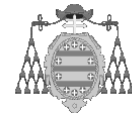
- Modelo A<sub>1</sub>: Modelo inicial sin diagonales equivalentes y sin rótulas en los extremos de los paneles.
- Modelo A<sub>2</sub>: Igual que el Modelo A<sub>1</sub>, pero con la sección real de panel plegado, en lugar de la sección tipo rigidizador.

Los resultados de la comparación entre los cuatro modelos, se grafica a continuación.



**Gráfica 110:** Comparación del modelo de elementos finitos con el modelo matricial tipo A y sus alternativas.

La comparación de desplazamientos mínimos de la gráfica anterior, se tabula a continuación.



COMPARACIÓN DESPLAZAMIENTOS		
MODELO	$U_{y \min}$ [mm]	Error [%]
Referencia	-0,665	--
A	-3,038	356,93%
A <sub>1</sub>	-4,615	594,12%
A <sub>2</sub>	-3,282	393,63%

*Tabla 79: Comparación de desplazamientos para el modelo matricial tipo A.*

A partir de los resultados anteriores, puede verse que el modelo A no resulta adecuado para reproducir el comportamiento de la estructura estudiada, puesto que los errores en desplazamiento son muy elevados.

Además, se observa que la alternativa A<sub>2</sub>, tiene un error mucho menor que la alternativa A<sub>1</sub>. Resultado que lógicamente, se produce porque en ella, el momento de inercia del panel en el plano de la celosía, es mayor que al utilizar un panel tipo rigidizador.

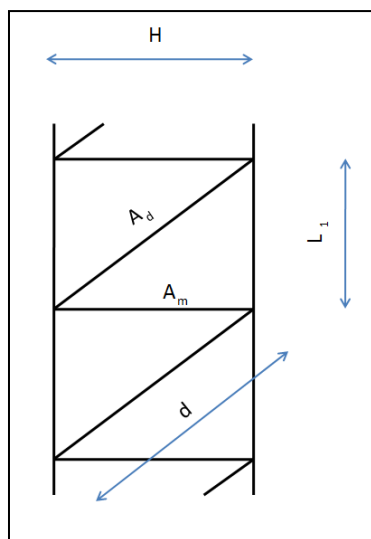
Adicionalmente, si se comparan los resultados del modelo A, con su alternativa A<sub>2</sub>, se observa que la contribución de las diagonales equivalentes no es significativa.

Este modelo incluye además consideraciones importantes desde el punto de vista del estado tensional, puesto que al liberar el momento en el plano de la celosía, se falsean las tensiones en los nudos, que no se ven compensadas por el incremento de esfuerzos cortantes procedentes de la diagonal equivalente.

### 4.3.2 MODELO MATRICIAL TIPO B

En el modelo anterior, el objetivo era conseguir la rigidez equivalente para el modelo de barras a partir de una transformación, que resultó no ser adecuada. Sin embargo, existen referencias bibliográficas que exponen otras posibilidades para determinar la rigidez a cortante de estructuras en celosía con varias configuraciones.

Por ejemplo, en [8] se facilita la siguiente fórmula para determinar la rigidez a cortante de una estructura en celosía como la de la figura.



*Imagen 159: Celosía tipo.*

$$S_v = \frac{n \cdot E \cdot A_d \cdot L_1 \cdot H^2}{d^3 \cdot \left[ 1 + \frac{A_d \cdot H^3}{A_m \cdot d^3} \right]}$$

*Ecuación 21*

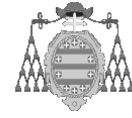
Dónde:

- n: número de celosías en paralelo.
- $A_d$ : área de la diagonal.
- $A_m$ : área del montante.
- $L_1$ : paso entre paneles.

Del mismo modo, en [11] se ofrece una fórmula equivalente a la anterior.

$$S_v = \frac{1}{\frac{1}{E \cdot A_d} \cdot \frac{1}{\sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha} + \frac{\tan \alpha}{E \cdot A_m}}$$

*Ecuación 22*



Igualando ambas expresiones es posible obtener una relación para determinar la rigidez a cortante  $S_v$ , que no depende de la sección de la diagonal  $A_d$ :

$$S_v = \frac{A_m \cdot E \cdot (H^2 \cdot L_1 + d^3 \cdot \cos \alpha \cdot \sin^2 \alpha)}{d^3 \cdot \cos \alpha \cdot \sin^2 \alpha \cdot \tan \alpha + H^3}$$

Ecuación 23

La siguiente tabla muestra rigidez a cortante  $S_v$  obtenida para las diferentes alturas de celosía consideradas, aplicando la expresión anterior.

RIGIDEZ A CORTANTE $S_v$ PARA EN FUNCIÓN DE H					
H	H <sub>cdg</sub> [mm]	L <sub>1</sub> [mm]	d [mm]	$\alpha$ [°]	$S_v$ [kN]
2022	2084,21	333,33	2110,70	80,91	30562,51
2307	2369,21	333,33	2392,54	81,99	26886,05
2592	2654,21	333,33	2675,06	82,84	23999,12

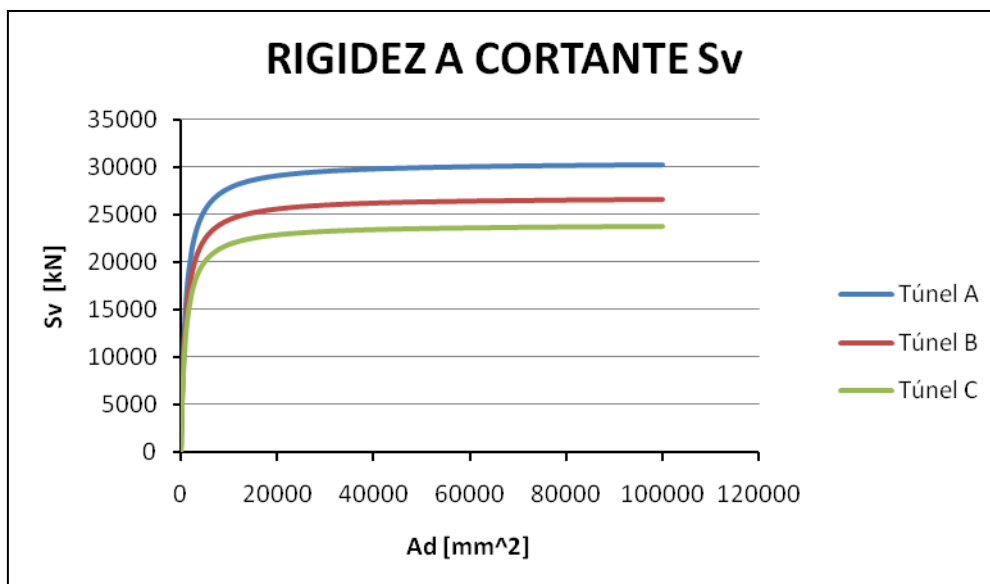
Tabla 80: Rigidez a cortante en función de la altura de la celosía.

Si con estos resultados se usa cualquiera de las dos fórmulas referenciadas, se podría obtener la sección  $A_d$  de la diagonal con la que cada lateral consigue la rigidez  $S_v$  correspondiente. Sin embargo, al aplicar dichas fórmulas, se obtienen valores de  $A_d$  muy elevados, razón por la cual, puede pensarse que la función está acotada. De tal manera que estudiar los límites de la función puede resultar útil para entender los resultados.

$$\lim_{A_d \rightarrow \infty} S_v(A_d) = \frac{E \cdot A_d \cdot L_1 \cdot H^2}{d^3 \cdot \left[ 1 + \frac{A_d \cdot H^3}{A_m \cdot d^3} \right]} = \frac{A_m \cdot E \cdot L_1}{H}$$

$$\lim_{A_d \rightarrow \infty} S_v(A_d) = \frac{1}{\frac{1}{E \cdot A_d \cdot \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha} + \frac{\tan \alpha}{E \cdot A_m}} = \frac{A_m \cdot E}{\tan \alpha}$$

Como se observa, los límites superiores de ambas funciones son equivalentes y dependen de la rigidez a tracción de los montantes  $A_m \cdot E$  ; así como de la relación geométrica  $L_1/H$  (separación entre montantes y distancia entre C.d.G. de los cordones de la celosía). Al graficar la evolución de  $S_v$  en función del valor de  $A_d$ , queda claro, que la rigidez a cortante está acotada. Así mismo, se aprecia que  $S_v$  disminuye al aumentar la altura de la celosía.



Gráfica III: Evolución de la rigidez a cortante  $S_v$  con  $A_d$  para cada altura  $H$ .

La siguiente tabla muestra la rigidez máxima de cada lateral, que coincide con las obtenidas en la tabla anterior.

RIGIDEZ A CORTANTE MÁXIMA PARA DIFERENTES ALTURAS			
H	$A_m$ [mm <sup>2</sup> ]	$L_1/H$	$S_v$ [kN]
2022	955,49	0,160	30562,514
2307	955,49	0,141	26886,049
2592	955,49	0,126	23999,117

Tabla 81: Rigidez a cortante máxima para cada altura  $H$ .

Puede apreciarse, que estos valores de rigidez se corresponden con la asíntota superior de la función. Es decir, no existe ningún valor de  $A_d$ , con el que se consiga esta rigidez. Motivo por el cual es preciso buscar otra alternativa.

Con este fin, si se supone que el comportamiento de los paneles laterales es similar al de presillas dispuestas en una viga compuesta, se pueden utilizar las expresiones que gobiernan su comportamiento, para obtener la rigidez a cortante  $S_v$  y por consiguiente, la sección de la diagonal equivalente.

Si bien es cierto, en esta suposición tampoco se tiene en cuenta la contribución de los puntos de soldadura, que sin duda aportan gran rigidez a la estructura, como se ha visto en los análisis por elementos finitos.

Según [8]; en primer lugar debe comprobarse la rigidez de la presilla (en este caso el panel lateral), para lo que se ofrecen las siguientes expresiones:

$$\bullet \text{ Si } \frac{I_{pr}}{H} \geq 10 \cdot \frac{I_1}{L_1} \rightarrow S_v = \frac{2 \cdot \pi \cdot E \cdot I_1}{L_1^2} \quad \text{Ecuación 24}$$

$$\bullet \text{ Si } \frac{I_{pr}}{H} < 10 \cdot \frac{I_1}{L_1} \rightarrow S_v = \frac{24 \cdot E \cdot I_1}{L_1^2 \cdot \left[ 1 + \frac{2 \cdot H \cdot I_1}{I_{pr} \cdot L_1} \right]} \quad \text{Ecuación 25}$$

Es decir, la inercia de la presilla  $I_{pr}$  en el plano de la estructura; gobierna la rigidez a cortante de la misma.

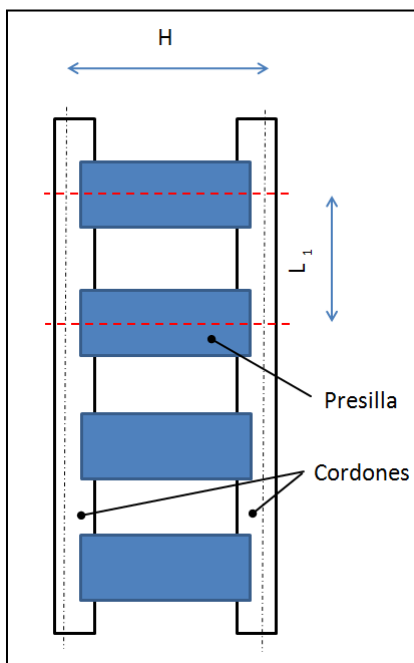
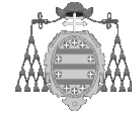


Imagen 160: Estructura de presillas.

Los valores a tener en cuenta para este cálculo serán los siguientes:

- Paso entre paneles  $L_1 = 333,30$  mm.
- Inercia del panel  $I_{pr} = 14363100$  mm<sup>4</sup>.
- En el caso del momento de inercia de los cordones  $I_l$ ; debe tenerse en cuenta que éstos están formados por angulares de diferentes dimensiones (L130x12 y L90x10), por lo que el cálculo se hará para cada uno de ellos.
- El canto  $H$  se considerará para las tres variantes estudiadas.



Las tablas siguientes muestran los resultados obtenidos en cada caso.

RIGIDEZ A CORTANTE $S_v$ CON CORDÓN SUPERIOR L90x10				
H	$H_{cdG}$ [mm]	$I_{pr}/H$ [mm <sup>3</sup> ]	$10 \cdot I_1/L_1$ [mm <sup>3</sup> ]	$S_v$ [kN]
2022	2084,21	6891,5	38104,0	27359,31
2307	2369,21	6062,5	38104,0	25526,34
2592	2654,21	5411,6	38104,0	23923,56

Tabla 82: Rigidez a cortante para el modelo de presillas con angular L90x10.

RIGIDEZ A CORTANTE $S_v$ CON CORDÓN INFERIOR L130x12				
H	$H_{cdG}$ [mm]	$I_{pr}/H$ [mm <sup>3</sup> ]	$10 \cdot I_2/L_1$ [mm <sup>3</sup> ]	$S_v$ [kN]
2022	2084,21	6891,5	141751,4	41912,26
2307	2369,21	6062,5	141751,4	37758,71
2592	2654,21	5411,6	141751,4	34354,17

Tabla 83: Rigidez a cortante para el modelo de presillas con angular L130x12.

Con esto, es preciso apuntar que los valores obtenidos para el angular inferior (L130x12), son muy superiores a los límites encontrados para la rigidez a cortante en ese tipo de estructuras, por lo que no sería posible encontrar valores de  $A_d$ , para estas rigideces. Por este motivo, se utilizarán los valores calculados para el angular superior (L90x10), que por el contrario, si se encuentran por debajo de los límites hallados (aunque muy cercanos a éstos), con lo que se podrán obtener valores consistentes de  $A_d$ .

Para obtener el valor de la sección ficticia, basta con aislar  $A_d$  en la ecuación 30:

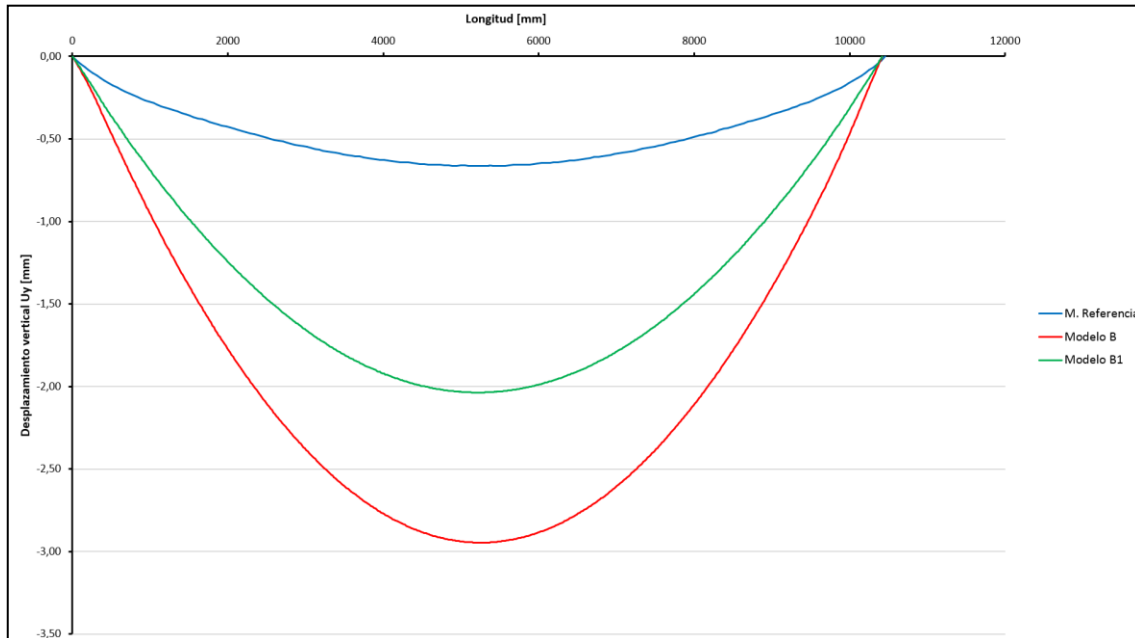
$$A_d = \frac{S_v \cdot A_m \cdot d^3}{H^2 \cdot (A_m \cdot E \cdot L_1 - S_v \cdot H)} \quad \text{Ecuación 26}$$

Los resultados obtenidos para cada túnel se muestran en la siguiente tabla.

SECCIÓN DE LA DIAGONAL EQUIVALENTE $A_d$				
H	$H_{cdG}$ [mm]	d [mm]	$S_v$ [kN]	$A_d$ [mm <sup>2</sup> ]
2022	2084,21	2110,70	27359,31	5738,54
2307	2369,21	2392,54	25526,34	9289,14
2592	2654,21	2675,06	23923,56	18346,77

Tabla 84: Secciones  $A_d$  para el modelo de presilla en función de H.

Los valores de  $A_d$  obtenidos en este caso son mayores, que los obtenidos en el modelo A, por lo que han sido implementados en el modelo de cálculo para su comparación con el modelo de referencia.



*Gráfica 112: Comparación de desplazamientos entre el modelo de referencia y el modelo tipo B.*

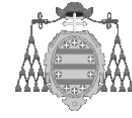
Como se observa, en la gráfica anterior se ha introducido una variante del presente modelo, denominada  $B_1$ , cuya diferencia con el modelo B estriba en la modelización de los extremos de los montantes verticales, los cuales en esta variante se unen rígidamente a los cordones, al contrario que en el modelo tipo B, en el que se han mantenido las rótulas iniciales también definidas en el modelo tipo A.

Este modelo consigue errores menores que cualquiera de las alternativas del modelo A. Además, es evidente que los paneles tienen que unirse rígidamente a los cordones en ambos extremos.

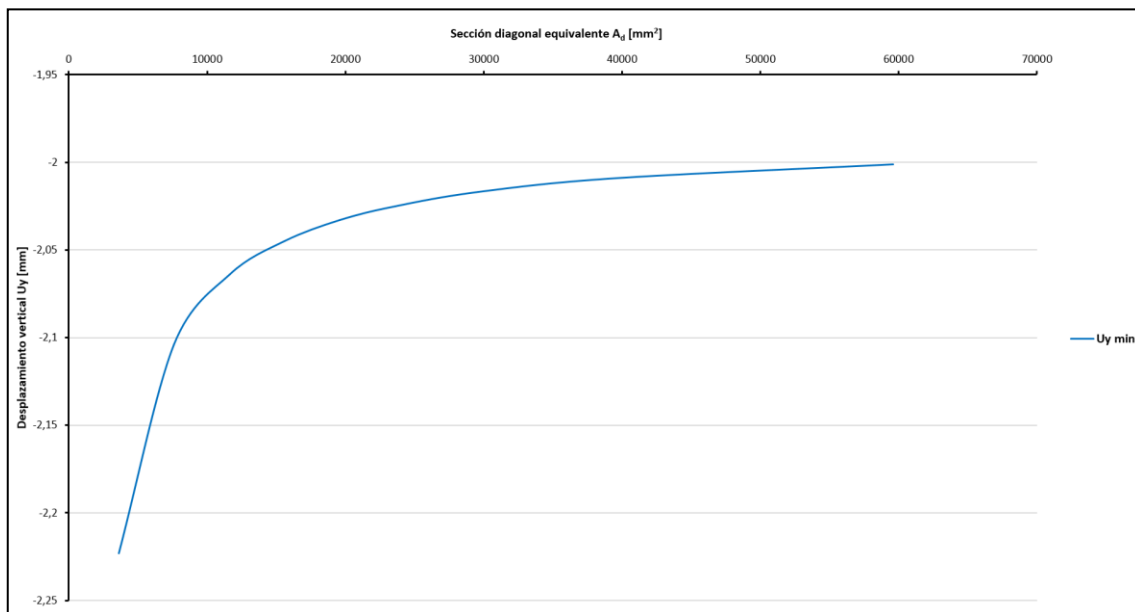
COMPARACIÓN DESPLAZAMIENTOS		
MODELO	$U_{y \min}$ [mm]	Error [%]
Referencia	-0,665	--
B	-2,946	343,09%
$B_1$	-2,036	206,23%

*Tabla 85: Comparación de desplazamientos para el modelo B.*





Ante este resultado, es posible pensar que si se continúa aumentando el valor de la sección resistente de la diagonal equivalente, puede llegarse a eliminar el error en desplazamientos. Sin embargo, como se comentó anteriormente, no existe valor de  $A_d$ , suficientemente alto como para equiparar la rigidez del modelo de barras con el real. Para confirmar esto, se presenta la gráfica siguiente, en la que puede observarse que la contribución de  $A_d$  al desplazamiento vertical  $U_y$  y por tanto a la rigidez de la estructura, está acotada.

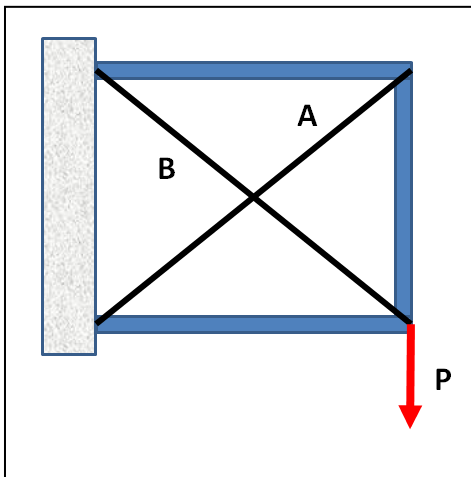


Gráfica 113: Evolución del desplazamiento vertical  $U_y$  con la sección resistente de la diagonal equivalente  $A_d$ .

Por este motivo, el modelo Tipo B, o su variante  $B_1$ , aunque proporciona resultados mejores que el modelo tipo A, tampoco resulta adecuado para reproducir el comportamiento de la estructura estudiada, quedando además demostrado que no merece la pena continuar estudiando alternativas similares, dado que la contribución de la diagonal equivalente está limitada.

### 4.3.3 MODELO MATRICIAL TIPO C

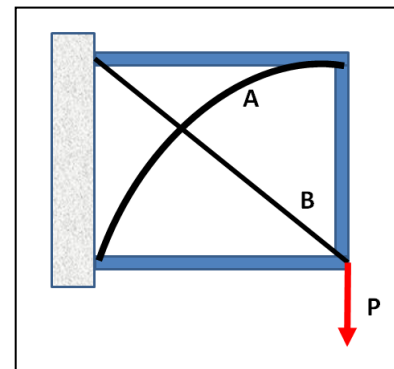
En los dos modelos anteriores se ha optado por asemejar el comportamiento de la estructura al de una celosía, dejando a un lado que se trata de una estructura laminar, en la que los pliegues interiores de cada panel forman rigidizadores verticales. La parte plana de cada panel se comporta entonces como una lámina, cuya rigidez no puede ser íntegramente reproducida mediante una sola diagonal.



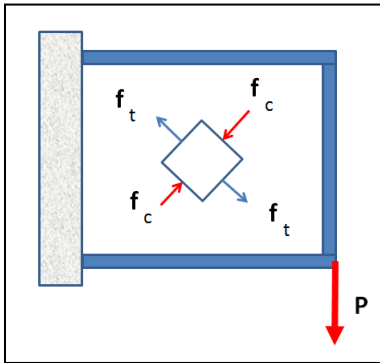
La figura muestra una celosía con dos diagonales A y B, a la que se aplica una carga P en el extremo. Esta carga, causará compresión en la diagonal A y tracción en la B.

Cuando la carga aplicada alcance un determinado valor, el esfuerzo de compresión en la barra A, será lo suficientemente grande como para causar el pandeo de ésta. Si en esta situación de pandeo, la carga P continúa aumentando, la barra A no variará su carga de compresión hasta que alcance una deformación excesiva.

Sin embargo, la barra B, trabajando en tracción, puede continuar absorbiendo carga, hasta que alcanza su límite de rotura. Es decir, cualquier incremento de la carga P tras el pandeo de la barra A, es absorbido por la barra B como esfuerzo de tracción.



Si en esta misma estructura, se sustituyen las diagonales por un panel a modo de alma de la viga, el comportamiento es análogo al descrito anteriormente, sólo que en este caso, se generan tensiones de tracción ( $f_t$ ) y compresión ( $f_c$ ) en direcciones diagonales ortogonales. La diagonal cargada en compresión, podrá absorber carga hasta que el panel alcance su tensión de pandeo, ocasionando la abolladura de éste. Mientras que la parte traccionada puede seguir resistiendo el incremento de la carga.



Es decir, una vez que la parte comprimida sobrepasa su tensión límite de pandeo, el panel no colapsa, aunque si aparecerá abolladura, puesto que la parte traccionada del panel, puede seguir soportando el incremento de la carga aplicada. El panel tiene la capacidad de soportar la tensión  $f_c$  que causa pandeo, pero ésta no aumenta con el incremento de la carga.

Esta teoría, desarrollada inicialmente por *Herbert A. Wagner* [33], supuso la aparición de un método de cálculo para estructuras compuestas de paneles de chapa delgada, y encontró gran aplicación en la ingeniería aeroespacial para el diseño de alas de avión, sirviendo a su vez como base para teorías más actuales como el *Campo Diagonal de Tracciones (CDT)*, incorporadas actualmente en la normativa europea [3], o en métodos aplicables al diseño de aeronaves [37].

Según esto, para reproducir el comportamiento de la estructura de chapa como la estudiada, la teoría explicada anteriormente sea más adecuada que las empleadas hasta ahora. Lo que indicaría que serían necesarias dos diagonales ficticias entre cada panel consecutivo (una para tracción y otra para compresión), asumiendo así un comportamiento similar al de las *vigas Wagner*, para optimizar el modelo de barras.

Como se explica en el siguiente apartado, el *Campo Diagonal de Tracciones*, en adelante CDT, permite determinar el ancho que alcanza la diagonal traccionada en una estructura laminar, con lo que podría llegar a fijarse la sección de las diagonales necesarias asumiendo un espesor igual al del panel utilizado, junto con la longitud de anclaje de dichas diagonales.

Sin embargo, la aplicación de este método no es posible en el caso de las estructuras objeto de estudio, puesto que no cumplen ninguno de los requisitos geométricos estipulados por el CDT, como la relación  $h/t$ , la simetría respecto al eje vertical o la forma de los cordones que integran la estructura.

Debido a esto, de forma inicial, para determinar el valor de la sección de estas diagonales se recurrirá a un método más sencillo, utilizado en [32], de manera a partir de un modelo de elementos finitos, se puede determinar la sección de la diagonal

equivalente, que consigue la misma deformación transversal (Deformación por cortante), que la lámina inicial.

Lógicamente, el modelo de elementos finitos utilizado en este caso, se basa en el modelo validado en el capítulo anterior. Dicho modelo reproduce un tramo de 1,0 m de estructura de paneles plegados unidos con puntos de soldadura, al que se le han aplicado restricciones de desplazamiento, de manera que tan solo pueda deformarse en dirección vertical, bajo un desplazamiento unitario impuesto en uno de sus extremos. De este modo, será posible obtener la fuerza necesaria para conseguir esa deformación.

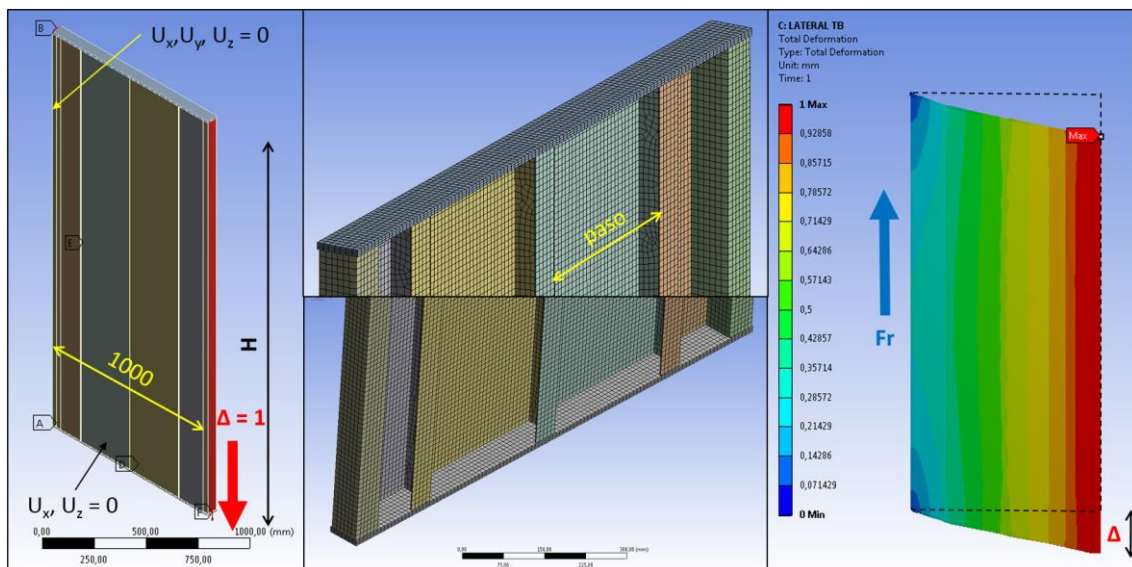


Imagen 161: Modelo de elementos finitos para la obtención de la diagonal equivalente.

El modelo de elementos finitos se ha usado para obtener la fuerza necesaria en cada uno de los casos presentes en la estructura estudiada. Es decir, considerando todas las alturas existentes, así como los dos pasos de paneles utilizados (250 y 333,33 mm).

ZONA	SUELO	TECHO	LATERAL
TÚNEL	$F_r$ [N]	$F_r$ [N]	$F_r$ [N]
A	145571	160662	208490
B	165463	180010	223590
C	184792	200550	238970

Tabla 86: Fuerza necesaria para provocar una deformación unitaria.

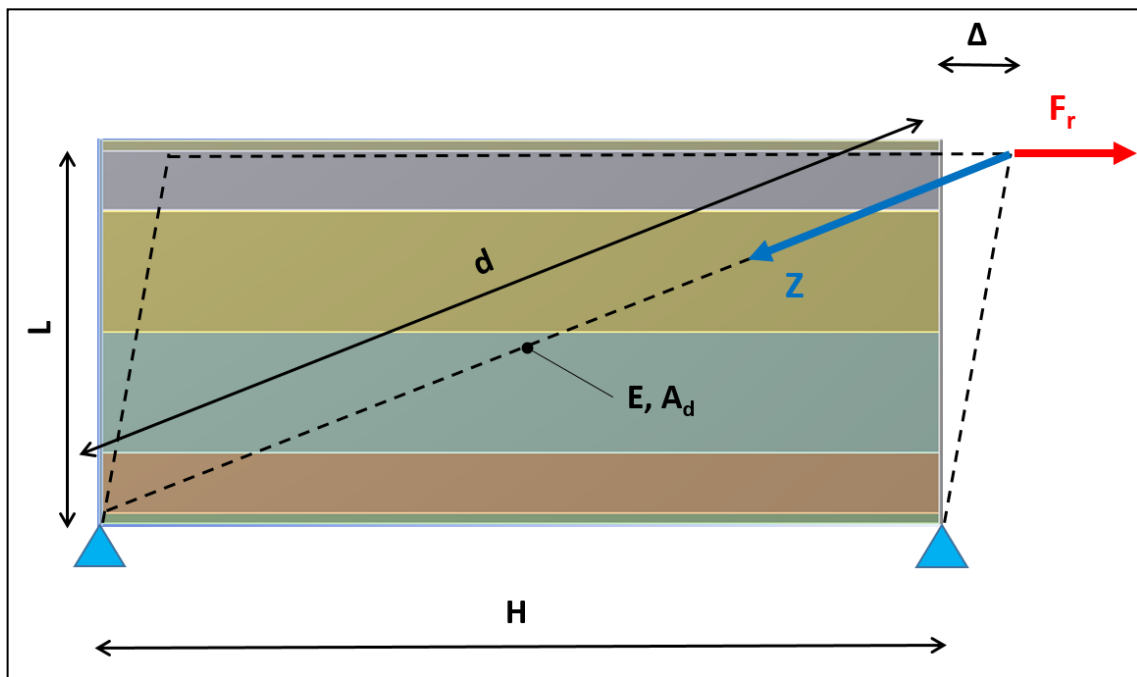


Imagen 162: Simbología para la determinación de la diagonal equivalente.

Según se expone en [32], la determinación de la sección necesaria para igualar la rigidez a cortante de la lámina, se basa en la siguiente relación:

$$Z = F_r \cdot \frac{d}{H}; \quad \Delta = Z \cdot \frac{d^2}{H \cdot E \cdot A_d}$$

$$\rightarrow A_d = \frac{Z \cdot d^2}{\Delta \cdot H \cdot E}$$

Ecuación 27

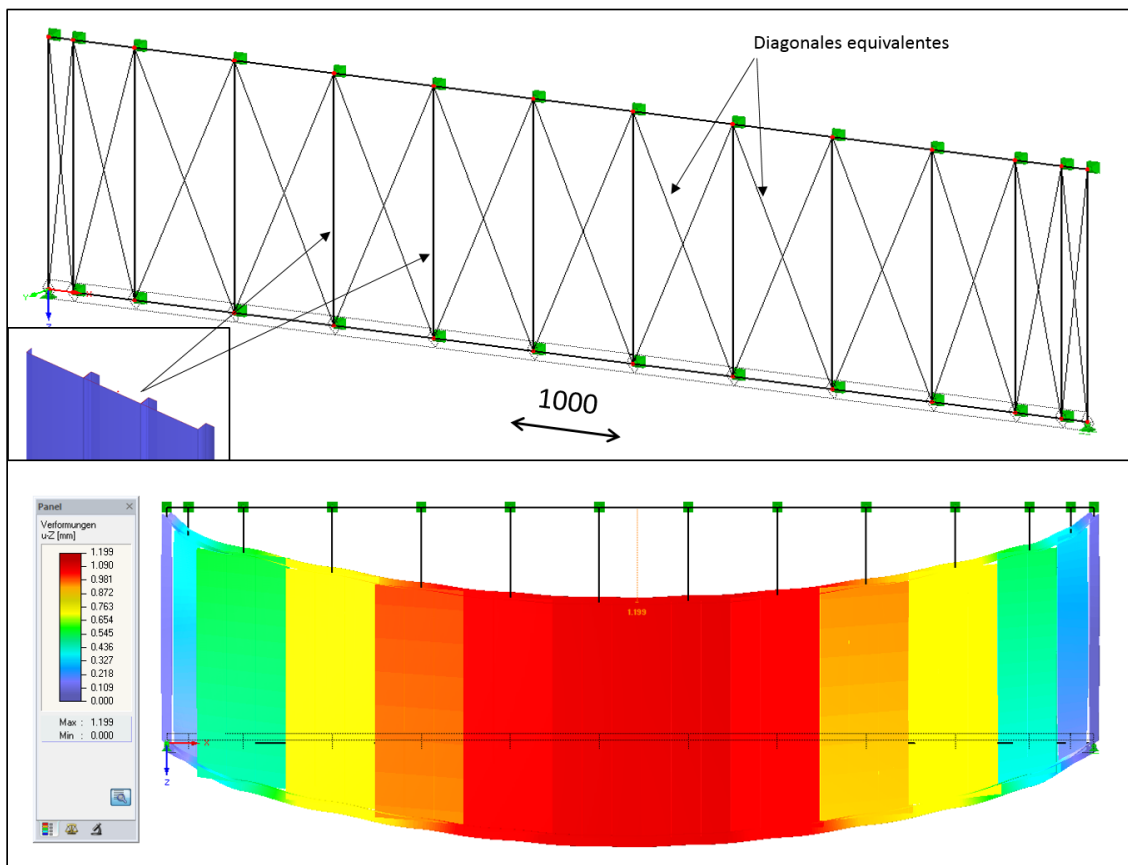
Las secciones equivalentes obtenidas se tabulan a continuación.

SECCIÓN DE LA DIAGONAL EQUIVALENTE			
ZONA	SUELO	TECHO	LATERAL
TÚNEL	$A_d$ [mm <sup>2</sup> ]	$A_d$ [mm <sup>2</sup> ]	$A_d$ [mm <sup>2</sup> ]
A	1891,88	2088,35	2932,65
B	2181,99	2398,74	3346,76
C	2541,83	2801,65	3822,65

Tabla 87: Secciones equivalentes para deformación a cortante.

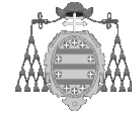
Para llevar a cabo esta alternativa, es preciso tener en cuenta que la rigidez a cortante se ha obtenido para tramos de 1,0 m; por lo que en el modelo de barras, deben introducirse montantes formados por el número de paneles necesarios para conseguir tramos de igual longitud (3 paneles en este caso). Esto implica una reducción del número total de barras en el modelo, con la consiguiente reducción de tiempo de modelizado.

Como inconveniente, puede destacarse que la implementación en estructuras con longitudes que no sean múltiplos de 1,0 m; conllevará la asumir errores en la rigidez de las diagonales en los extremos.



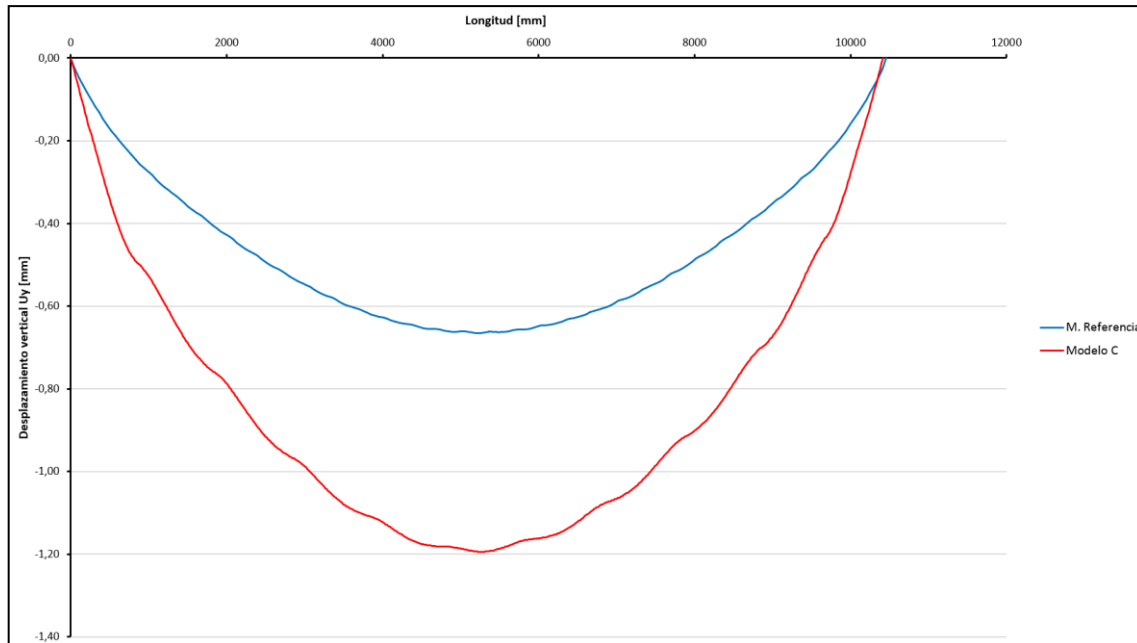
*Imagen 163: Modelo C y desplazamiento vertical conseguido [mm].*

Como se observa en la imagen anterior, en este modelo se han incluido dos diagonales equivalentes, de sección idéntica. Ambas diagonales, definidas como barras de celosía, incorporan además una característica importante, pues se les ha aplicado un comportamiento tal, que sólo contribuyen a la rigidez de la estructura, si reciben esfuerzos de tracción, “desconectándose” por completo en caso de recibir compresión.



Esta particularidad busca conseguir un comportamiento simétrico en la flexión de la estructura, además de eliminar posibles inestabilidades por pandeo, si este modelo se incorpora al cálculo de estructuras más complejas.

Finalmente, se facilita la comparación de este modelo con el modelo de elementos finitos de referencia.



Gráfica 114: Comparación de desplazamiento vertical entre el modelo C y el modelo de referencia.

COMPARACIÓN DESPLAZAMIENTOS		
MODELO	$U_{y \min}$ [mm]	Error [%]
Referencia	-0,665	--
C	-1,194	79,58%

Tabla 88: Comparación de desplazamiento para el modelo C.

Como se observa, este modelo es el mejor de todos los considerados hasta el momento, aunque la diferencia en desplazamiento vertical es todavía considerable.

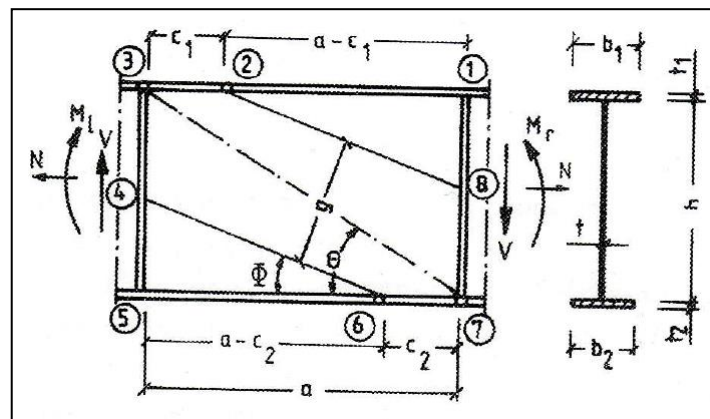
Cabe destacar, que si el cálculo del valor de las diagonales equivalentes se hubiera hecho a partir de modelos de panel aislados, los resultados no hubieran mejorado sensiblemente lo expuesto para este modelo.

#### 4.3.4 MODELO MATRICIAL TIPO D

En el modelo anterior, se desestimó inicialmente la aplicación del método del campo diagonal de tensiones, dado que estas estructuras no cumplen los requisitos geométricos establecidos para la aplicación de este método ( $1 > p/H < 3$ ) [34].

Sin embargo, los modelos propuestos hasta ahora no consiguen disminuir el error en desplazamientos hasta valores razonables. Debido a esto, se aplicará el método a la estructura estudiada, con el fin de aprovechar todo lo posible los datos que de él se obtengan.

En [32]; [34] y [35] se hace referencia al citado método y a las teorías aplicables, incluyendo las diferentes fórmulas necesarias para obtener las tensiones que se desarrollan, las longitudes de anclaje y todos los parámetros involucrados, que serán determinados en lo sucesivo.



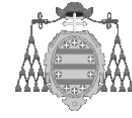
**Imagen 164:** Parámetros del campo diagonal de tracciones.

Con la siguiente ecuación se determina el ángulo del campo de tracción:

$$\Phi = \frac{2}{3} \operatorname{arctg} \left( \frac{h_w}{a} \right)$$

*Ecuación 28*





Por otro lado, también se da la expresión que permite obtener el ancho de anclaje en los cordones inferiores y superiores. En este caso, los anchos efectivos de anclaje ( $C_1$  y  $C_2$ ), son superiores al ancho de los angulares que componen la estructura, razón por la cual se tendrá en cuenta el ancho total de cada angular.

$$b_{ef,f} = 25,8 \cdot t \cdot \sqrt{\frac{240}{f_y}}$$

*Ecuación 29*

A partir del momento flector máximo, es posible determinar el esfuerzo longitudinal  $N_{sd,f}$ , que reciben los cordones inferior y superior (tracción y compresión respectivamente).

- Longitud de la viga biapoyada  $L = 10,419$  m.
- Carga distribuida:  $Q = 4,26$  kN/m.

$$N_{sd,f} = N_c = N_t = \frac{0,125 \cdot Q \cdot L^2}{h_w + 0,5 \cdot (t_c + t_t)}$$

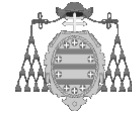
*Ecuación 30*

Seguidamente, el CDT utiliza el momento plástico reducido  $M_{Nf}$ , para determinar la longitud de anclaje de los paneles, tanto en la zona comprimida como en la traccionada. En este punto cabe destacar que dichas longitudes de anclaje dependen del estado de cargas al que se someta la estructura. En este caso, se tendrá en cuenta el modelo de referencia utilizado para los modelos matriciales anteriores, con los siguientes datos esenciales:

$$M_{Nf} = 0,25 \cdot b \cdot t_f^2 \cdot f_y \cdot \left[ 1 - \left( \frac{N_{sd,f}}{b \cdot t_f \cdot f_y} \right)^2 \right]$$

*Ecuación 31*

Para proseguir con el cálculo, debe determinarse la tensión tangencial de abolladura inicial  $\tau_{bb}$ ; que se deduce a partir de la esbeltez reducida  $\bar{\lambda}_w$ .



La obtención de esta esbeltez reducida depende de dos factores [34]:

- Factor  $k_t$ ; que a su vez depende de la relación  $a/b$ , cuya inversa se utilizó anteriormente. Sin embargo, en este caso,  $b$  no hace referencia a la distancia vertical entre centros de gravedad de los cordones inferior y superior, sino que se aplicará a la distancia que aglutina la longitud total de panel en el lateral  $H$ , más el espesor de ambos cordones.
- Factor  $\varepsilon$ , que depende del material utilizado  $\varepsilon = \sqrt{\frac{235}{f_y}} = \sqrt{\frac{235}{250}} = 0,97$

En [34] se expone también una expresión sencilla de  $k_t$ ; con la que se obtienen buenos resultados, válida para cualquier relación  $a/b$ , y que será utilizada en este caso.

$$k_t = 5 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{b}{a} \right)^2 \right]$$

*Ecuación 32*

Con esto es posible obtener la esbeltez reducida del alma, considerando que los pliegues interiores de los paneles, actúan como rigidizadores transversales en secciones intermedias del alma formada por los paneles. En este caso la fórmula a aplicar se expresa a continuación [34]:

$$\bar{\lambda}_w = \frac{h_w}{37,4 \cdot t_w \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{k_\tau}}$$

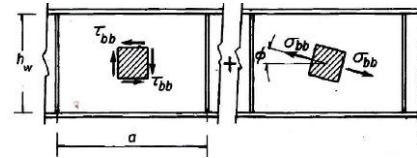
*Ecuación 33*

En la que:

- $h_w$  es el alto del panel lateral.
- $t_w$  es el espesor del panel lateral.

A continuación se facilita la tensión tangencial de abolladura inicial  $\tau_{bb}$ , que depende de la esbeltez reducida del alma, obtenida en la tabla anterior. Dado que en todos los casos estudiados  $\bar{\lambda}_w > 1,25$ ; se tiene:

$$\tau_{bb} = \frac{1}{\bar{\lambda}_w^2} \cdot \frac{f_y}{\sqrt{3}} \quad \text{Ecuación 34}$$



**Imagen 165:** Estado tensional en agotamiento.

TENSIÓN TANGENCIAL DE ABOLLADURA $\tau_{bb}$			
H [mm]	$k_t$	$\bar{\lambda}_w$	$\tau_{bb}$ [MPa]
2022	193,01	2,01	35,84
2307	249,10	2,02	35,53
2592	312,49	2,02	35,31

**Tabla 89:** Tensión tangencial de abolladura.

Con esto pueden obtenerse las tensiones normales  $\sigma_{bb}$  en la diagonal traccionada, gracias a la relación:

$$\sigma_{bb} = \sqrt{f_y^2 - 3 \cdot \tau_{bb}^2 + (1,5 \cdot \tau_{bb} \cdot \text{sen} 2\phi)^2} - 1,5 \cdot \tau_{bb} \cdot \text{sen} 2\phi$$

*Ecuación 35*

Nótese, que la ecuación anterior, se corresponde con el valor máximo que puede tomar la tensión en la diagonal de tracciones, de acuerdo con el criterio de plastificación de Von Mises. La condición de agotamiento viene dada por la plastificación de la diagonal traccionada, originándose el estado tensional global, como suma de la componente pre-crítica de cortadura  $\tau_{bb}$  y la tensión de plastificación de la diagonal traccionada  $\sigma_{bb}$  [34].

TENSIÓN NORMAL MÁXIMA EN LA DIAGONAL TRACCIONADA $\sigma_{bb}$			
H [mm]	$\Phi$ [°]	$\tau_{bb}$ [Mpa]	$\sigma_{bb}$ [MPa]
2022	53,76	35,84	196,28
2307	54,52	35,53	197,11
2592	55,11	35,31	197,75

**Tabla 90:** Tensión máxima en la diagonal traccionada.

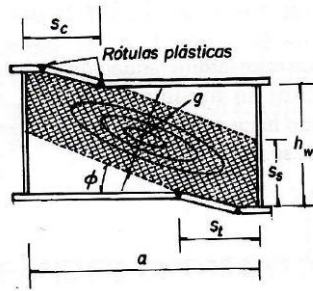


Imagen 166: Ancho del CDT.

Por otro lado, es necesario determinar también la anchura  $g$  del campo de tracciones, que está condicionada por la capacidad de alas y almas, al desarrollarse en el panel un mecanismo de colapso (véase figura adjunta), en el que se generan rótulas plásticas en las alas, localizadas a distancias  $s_c$  y  $s_t$  para el ala comprimida y el ala traccionada respectivamente.

Para esto se tienen las siguientes expresiones:

$$s_c = s_t = s = \frac{2}{\text{sen}\phi} \cdot \sqrt{\frac{M_{Nf}}{t_w \cdot \sigma_{bb}}} \leq a$$

Ecuación 36

$$g = h_w \cdot \cos\phi - (a - s_c - s_t) \cdot \text{sen}\phi$$

Ecuación 37

Los resultados finales se muestran tabulados a continuación, de los que se desprende fácilmente, que el ancho de panel traccionado es considerable.

RESUMEN DE APLICACIÓN DEL CDT A LA ESTRUCTURA ESTUDIADA							
H [mm]	$\Phi$ [°]	$k_t$	$\tau_{bb}$	$\sigma_{bb}$	$s_c$ [mm]	$s_t$ [mm]	$g$ [mm]
2022	53,76	193,011	35,84	196,28	106,76	157,13	1125,92
2307	54,52	249,096	35,53	197,11	106,15	155,81	1267,69
2592	55,11	312,491	35,31	197,75	105,69	154,82	1409,64

Tabla 91: Resultados de la aplicación del método del CDT a la estructura estudiada.

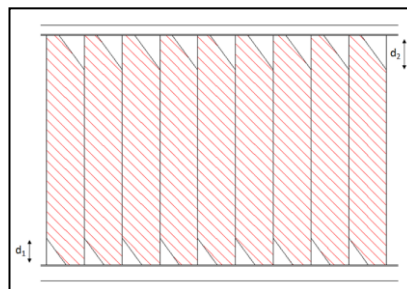
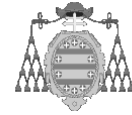


Imagen 167: Zona traccionada para H = 2022.



El modelo de cálculo que se propone en este apartado, utiliza como dato el ancho del campo diagonal traccionado  $g$ , para determinar la sección de la diagonal equivalente  $A_d = g \cdot t_w$ ; manteniendo el espesor del alma considerada. Las secciones correspondientes se muestran a continuación.

DIAGONAL EQUIVALENTE OBTENIDA CON EL CDT			
H [mm]	$t_w$ [mm]	$g$ [mm]	$A_d$ [mm <sup>2</sup> ]
2022	2,0	1126	2252
2307	2,0	1268	2535
2592	2,0	1410	2819

*Tabla 92: Sección de la diagonal equivalente obtenida con el CDT.*

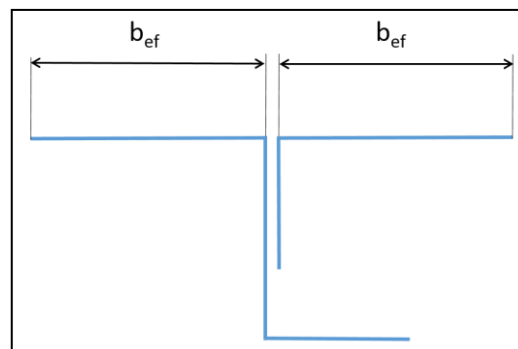
Como se aprecia, la sección equivalente en este caso es inferior a la del modelo C, teniendo en cuenta que en este caso se trata de diagonales entre rigidizadores y no entre tramos de 1 metro de longitud.

Además, en este caso, deben tenerse en cuenta factores adicionales que no han sido considerados en ninguno de los modelos anteriores y cuya influencia puede ser determinante:

- En primer lugar, todos los modelos anteriores utilizan diagonales ficticias definidas con barras tipo celosía. Es decir, estas barras tienen liberados los giros en los extremos, siendo por tanto incapaces de transmitir momentos en la conexión con los paneles de la estructura. Esta condición puede ser alterada en base a la teoría del CDT, según la cual, en los extremos se desarrollan rótulas plásticas si se alcanza determinados valores de tensión. Esta condición implica necesariamente, que el giro de las diagonales ficticias está restringido, por lo que dichas barras deben por tanto definirse como vigas y no como barras de celosía. Si bien es cierto, que dicho giro está supeditado a la resistencia conjunta tanto de los cordones, como de los paneles, hasta que se forme el mecanismo de rótula plástica que este método considera. Esta vinculación aumentará considerablemente la rigidez del modelo, aunque se tenga en cuenta dentro de un rango determinado, en función del momento que genere las rótulas plásticas.
- El CDT se usa con el objetivo de establecer un comportamiento post-crítico en estructuras de gran esbeltez. Dicho comportamiento post-crítico asume que cuando la diagonal comprimida alcanza su tensión crítica, es la

diagonal traccionada la que se encarga de continuar absorbiendo carga, a pesar de que ya se ha producido la abolladura. Este fenómeno puede aprovecharse de manera que en las diagonales ficticias creadas, se establezca una condición de eliminación en caso de compresión a partir de un determinado valor de tensión ( $\tau_{bb}$ ). Esta diferencia es también importante con respecto al modelo matricial tipo C, en el cual las diagonales ficticias se eliminaban para cualquier valor de compresión.

- La condición anterior, puede también ser considerada como una verificación de la resistencia a compresión de la sección del panel, de manera que si en entre dos paneles consecutivos la diagonal comprimida está “desconectada”; puede asumirse que ese panel está abollado.
- Por otro lado, una de las grandes desventajas de los modelos matriciales, es que para este tipo de estructuras no permiten conocer cuál es el estado de carga de los puntos de soldadura. En este caso, podría utilizarse el valor de carga de la diagonal traccionada, para determinar la carga que reciben los puntos de soldadura.
- Finalmente, el hecho de considerar la sección interior de los paneles entre rigidizadores verticales, trae consigo la conclusión de que no es necesario incluir en el modelo la sección completa de los paneles plegados. Por el contrario, puede resultar interesante incluir tan sólo los rigidizadores, considerando una leve distancia de panel (ancho de influencia), que puede determinarse como sigue [34].



*Imagen 168: Ancho efectivo del rigidizador.*

$$b_{ef} = 15 \cdot t_w \sqrt{\frac{235}{f_y}} \quad \text{Ecuación 38}$$

En un primer modelo matricial que incorpora los valores de  $A_d$  determinados, con barras empotradas en los extremos, además de los rigidizadores verticales considerando tan sólo los anchos de influencia establecidos e incluidos también como viga biempotrada, se obtiene el siguiente desplazamiento vertical.

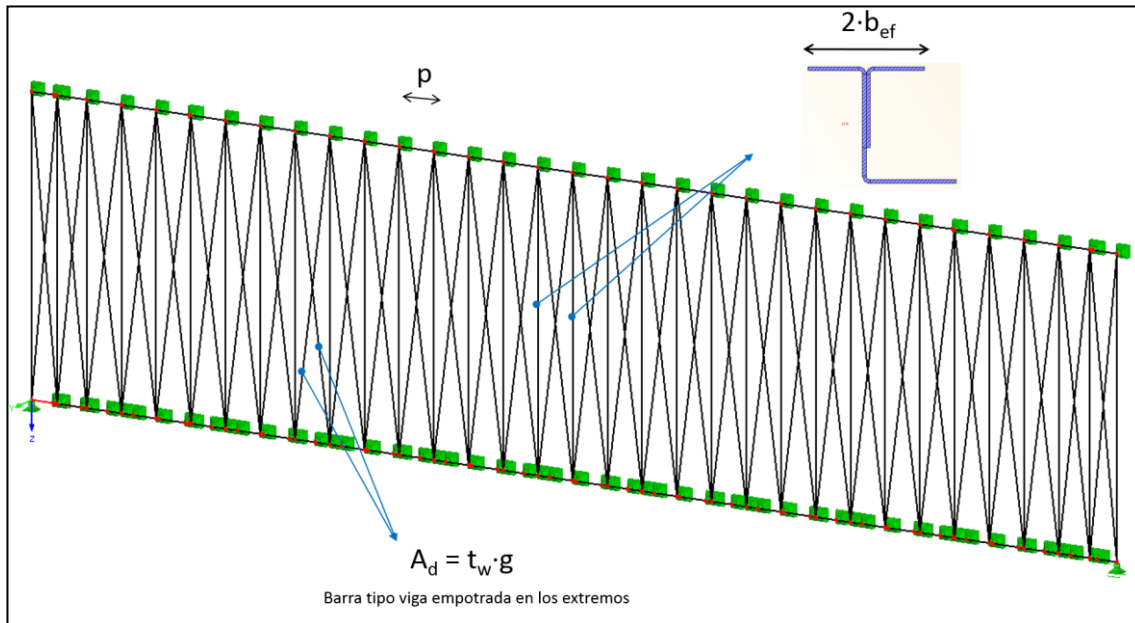


Imagen 170: Descripción general del modelo matricial tipo D basado en el CDT.

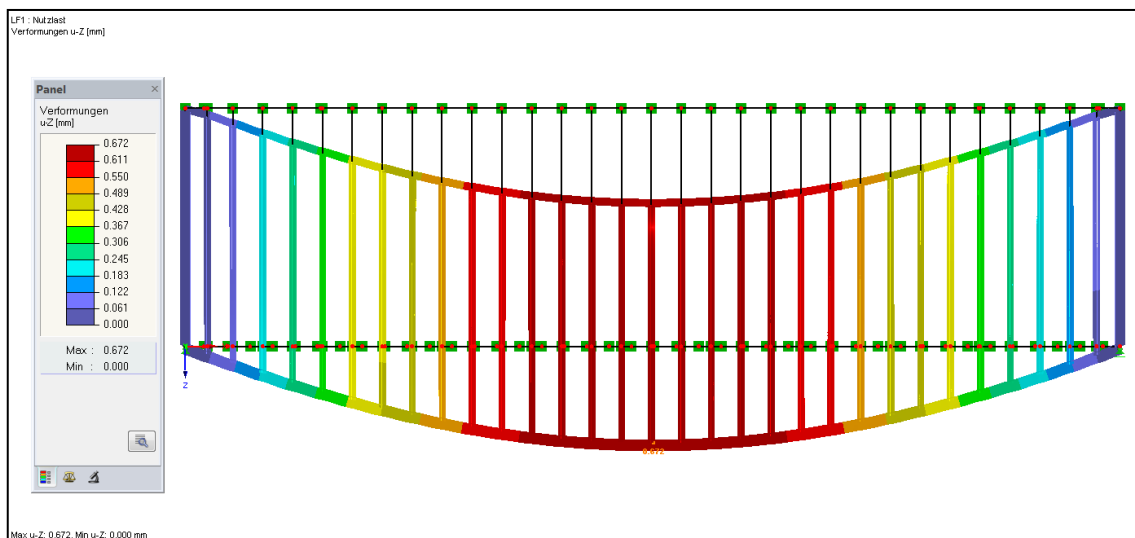
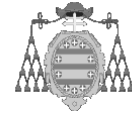


Imagen 169: Desplazamiento vertical para el modelo matricial tipo D.



La siguiente tabla sirve para realizar la comparación de este modelo con el de referencia.

COMPARACIÓN DESPLAZAMIENTOS		
MODELO	$U_{y \min}$ [mm]	Error [%]
Referencia	-0,665	--
D	-0,672	1,05%

Tabla 93: Comparación del modelo de referencia con el modelo D.

Como se observa, el modelo D consigue una rigidez muy similar a la del modelo de elementos finitos, reduciendo el error en desplazamientos verticales hasta el 1%.

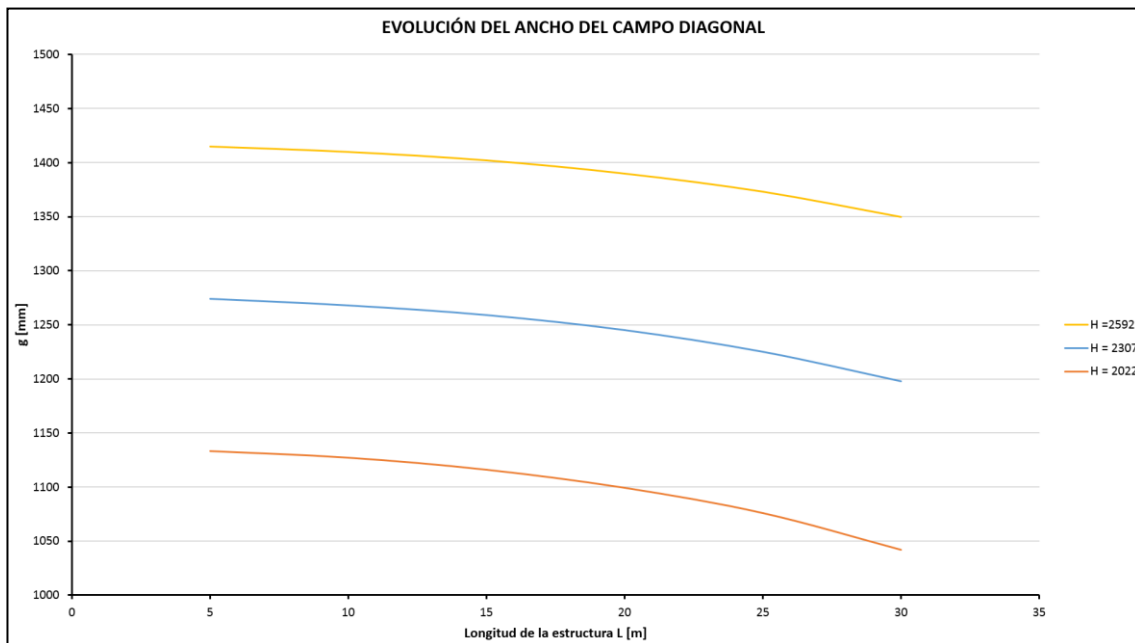
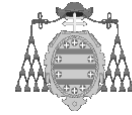
Como se apuntó anteriormente, los parámetros determinados mediante el CDT, dependen de la carga a la cual esté sometida la estructura ( $M_{Nf}$ ). Debido a esto, es posible que no siempre sea posible obtener el ancho  $g$  del campo diagonal, como se muestra en la siguiente tabla, en la cual se considera la variación de longitud  $L$  de la estructura, así como la cantidad de carga aplicada  $Q$ , manteniendo  $H$  constante (2592 mm).

VARIACIÓN DEL ANCHO DEL CAMPO DIAGONAL EN FUNCIÓN DE Q y L PARA H = 2592 mm						
Q [kN/m]	4,26	10	15	20	25	30
L [m]	g [mm]	g [mm]	g [mm]	g [mm]	g [mm]	g [mm]
5	1415	1413	1411	1409	1407	1405
10	1410	1401	1393	1384	1376	1366
15	1402	1380	1359	1335	1305	--
20	1390	1346	1293	--	--	--
25	1373	1283	--	--	--	--
30	1350	--	--	--	--	--

Tabla 94: Variación del ancho del campo diagonal en función de L y Q para H constante.

Como se observa, existen combinaciones de L y Q, para las cuales no se reportar un valor del ancho  $g$ . Esto se debe a que el momento de resistencia plástico  $M_{Nf}$  se hace negativo, como consecuencia del elevado valor que alcanza  $N_{Sdf}$  en los cordones, lo que haría que éstos fallaran por tracción o compresión.

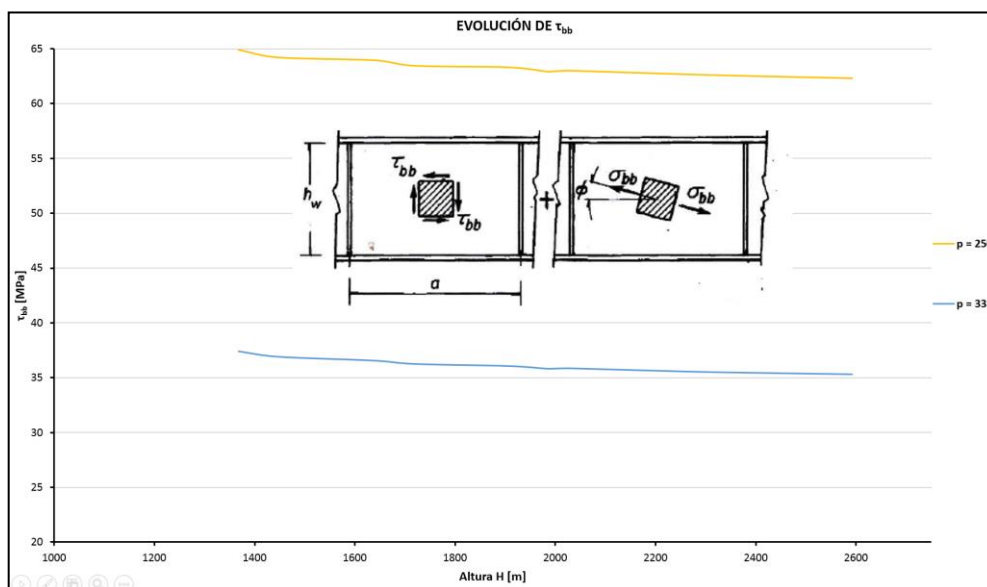




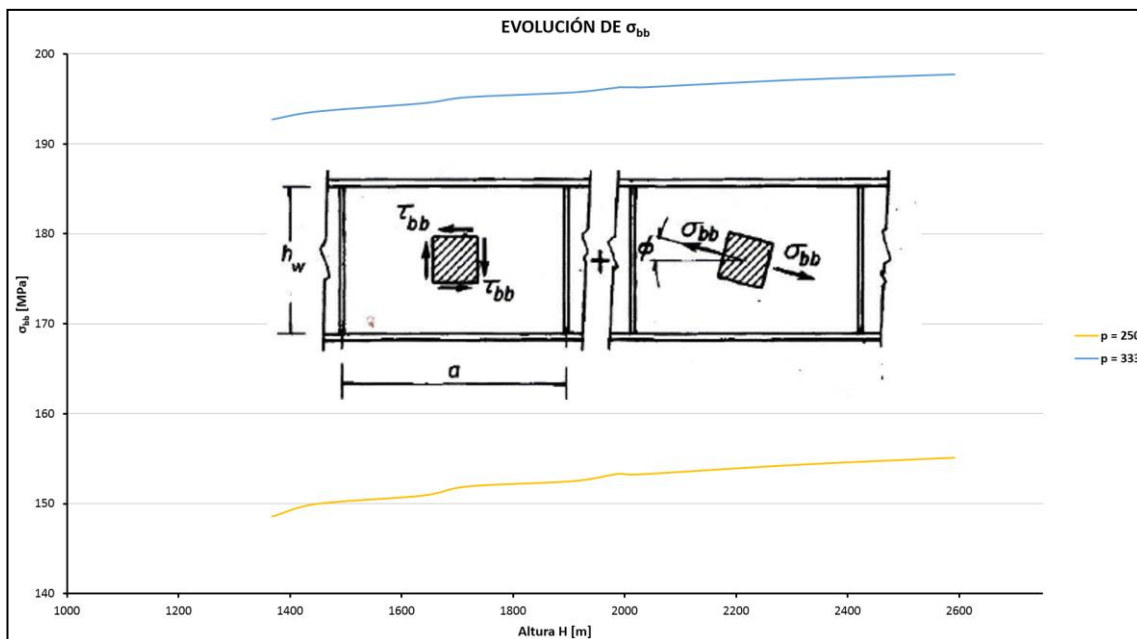
Gráfica 115: Evolución del ancho del campo diagonal de tensiones en función de H para  $Q = 4,26 \text{ kN/m}$ .

La gráfica anterior muestra la evolución del ancho del campo diagonal para la carga constante, en función de longitud y de la altura de la viga. En esta gráfica se aprecia claramente la disminución de  $g$ , con la altura y con la longitud, aunque más marcadamente con el primer parámetro.

Por otro lado, cabe destacar que las tensiones en el campo diagonal  $\tau_{bb}$  y  $\sigma_{bb}$  dependen de la geometría de la estructura, por lo que variaciones en la altura  $H$  o en el paso entre paneles, repercuten decisivamente en el valor de estas tensiones.



Gráfica 116: Evolución de la tensión de cortadura  $\tau_{bb}$  en función del paso del panel.

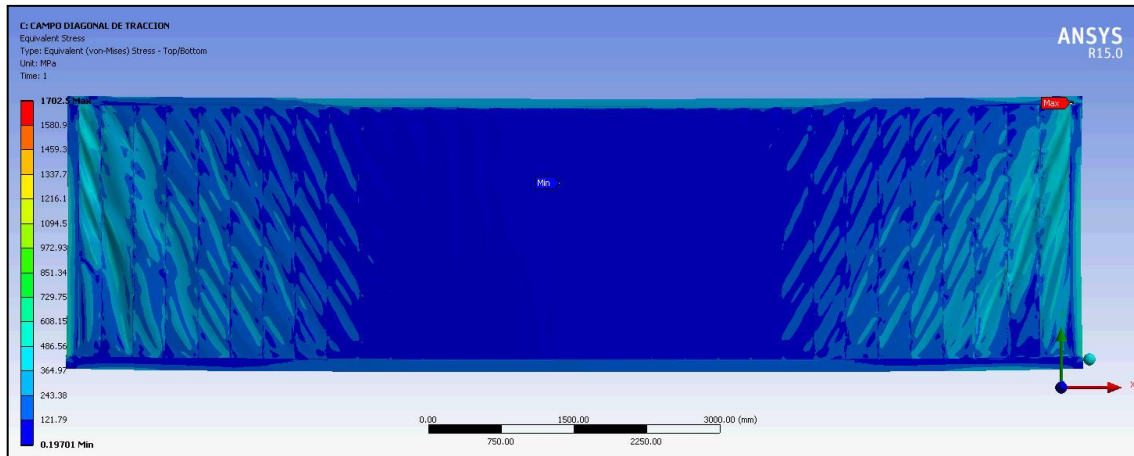


Gráfica 117: Evolución de la tensión normal  $\sigma_{bb}$  en función del paso del panel.

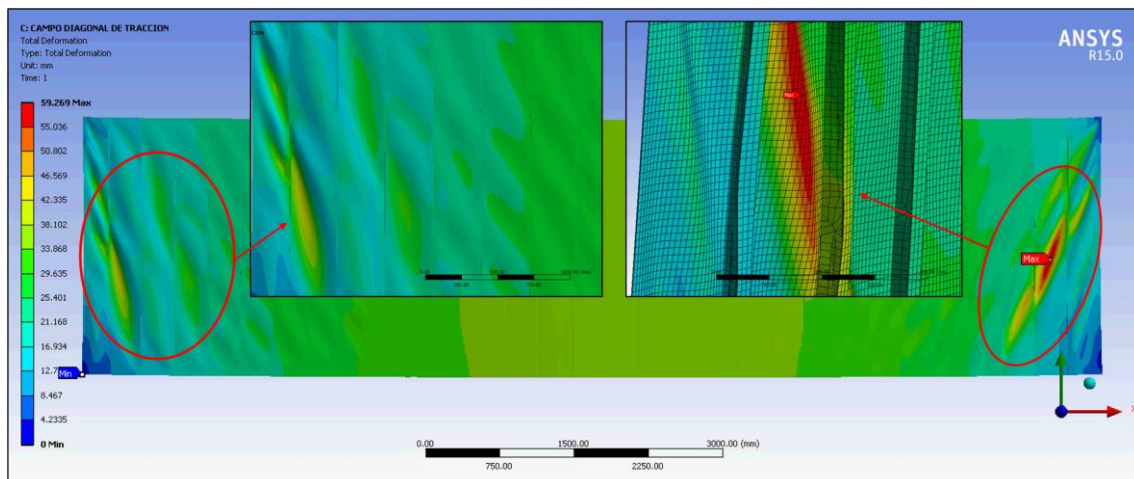
#### 4.3.4.1 VERIFICACIÓN FINAL DEL MODELO

El modelo matricial tipo D consigue errores muy reducidos en desplazamiento en el plano. Sin embargo, cabe recordar que este modelo ha sido obtenido a partir de un método de cálculo, que establece unas premisas iniciales incumplidas por la estructura objeto de estudio. Por este motivo, se va a llevar a cabo un breve análisis por elementos finitos, que permita comprobar en que medida la estructura estudiada se aleja de la teoría del campo diagonal de tensiones.

Para esto se ha tomado el modelo de referencia y se ha aumentado la carga 30 veces el valor inicial, de manera que se alcance la inestabilidad de la estructura por pandeo. Además, con objeto de mejorar el modelo, para los paneles plegados se ha incorporado el material multilineal caracterizado en los ensayos de tracción detalles en el apartado [3.1.1], a la vez que se ha incluido un acero bilineal en los cordones inferior y superior, así como en los montantes extremos. Finalmente, se han tenido en cuenta teorías de grandes deformaciones, de manera que se ha reproducido el comportamiento a pandeo no lineal de la estructura de paneles. Los resultados se muestran a continuación.



*Imagen 172: Tensiones de Von Mises tras el pandeo [MPa].*

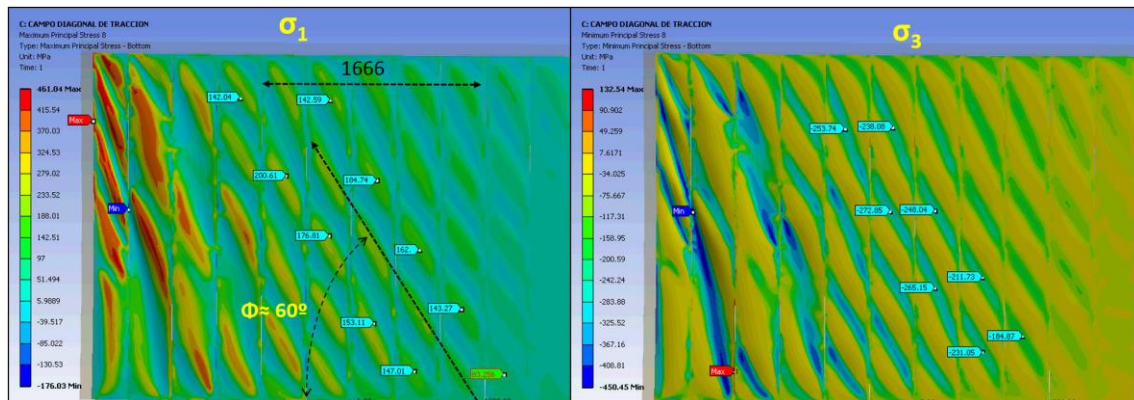


*Imagen 171: Desplazamientos globales con detalle de zonas de abolladura en los extremos [mm].*

En la imagen anterior se aprecian claramente las zonas de abolladura, que se concentran fundamentalmente en los extremos, como consecuencia de la carga de cortante que se genera en los apoyos.

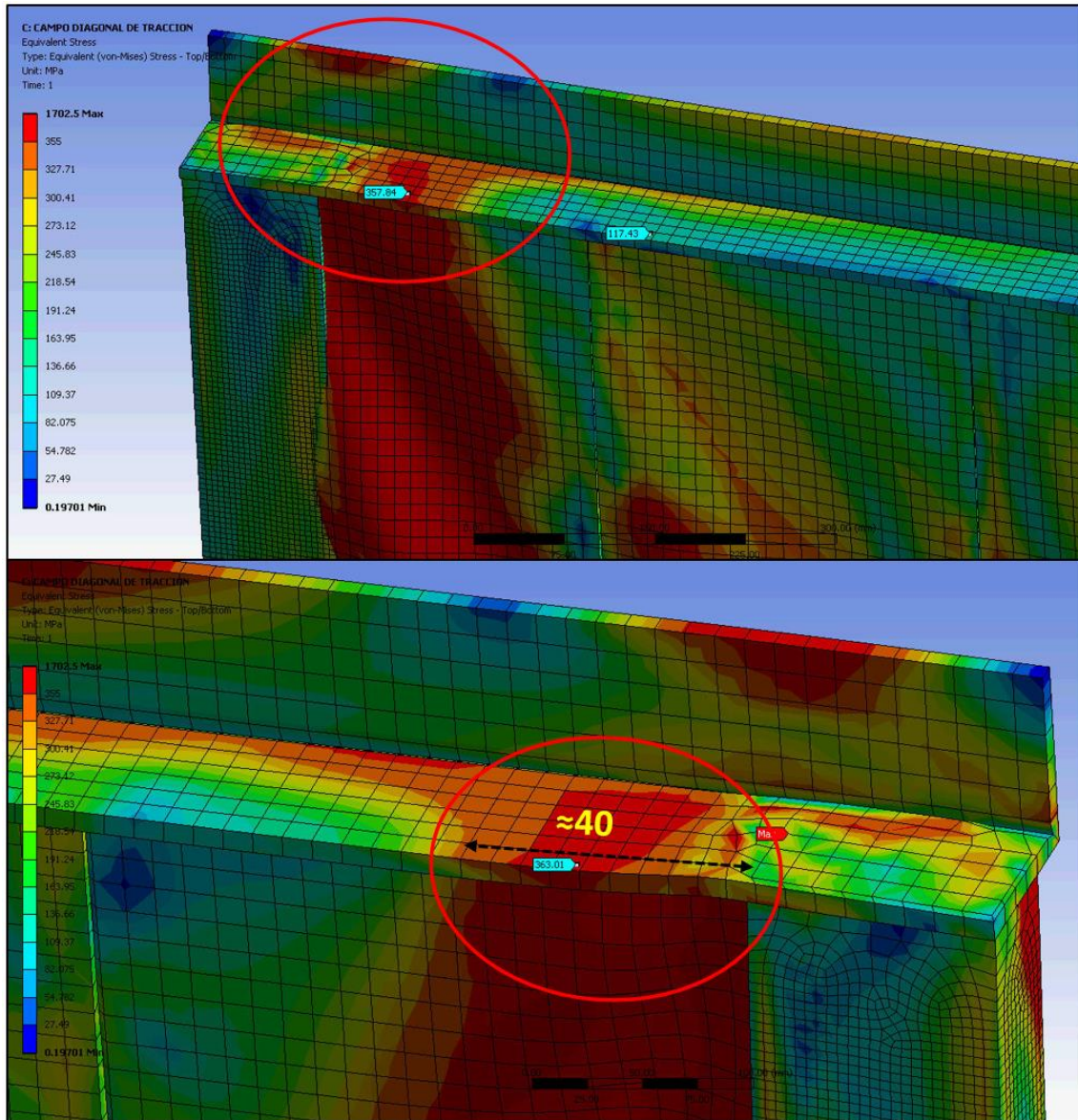
En la imagen siguiente se facilitan las tensiones principales máximas y mínimas del extremo izquierdo de la estructura. En ellas se aprecia que la formación de la diagonal de tracciones se produce, pero sin embargo ésta no se genera de la misma manera que se asumió en el modelo matricial D, sino que en lugar de generarse entre pliegues consecutivos, lo hace en una distancia determinada que engloba aproximadamente 5 paneles, formando un ángulo aproximado de  $60^\circ$ .

Se aprecia además que el nivel de tensiones alcanzado en esta diagonal, tanto para tracción, como para compresión es uniforme, alcanzando sus valores máximos en las zonas abolladas.

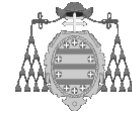


*Imagen 173: Tensión principal máxima  $\sigma_1$  y tensión principal mínima  $\sigma_3$  en el extremo izquierdo [MPa].*

Por otro lado, a pesar de que se ha rebasado el límite de resistencia a la abolladura de los paneles en los extremos, no se han formado rótulas plásticas en las conexiones con los cordones inferior y superior, excepto en el primer panel, que realmente no es completo, ya que se encuentra unido a los postes extremos.



*Imagen 174: Formación de rótulas plásticas en el cordón superior.*



Además, se puede apreciar que el ancho de la banda de tracción que se genera es muy inferior a la estimada con la aplicación del CDT.

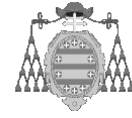
Con todo esto puede llegarse a la conclusión de que el modelo matricial D, pero esto no es así porque el comportamiento se asemeje al establecido por la teoría del campo diagonal, si no más bien porque el modelo matricial requiere una solución con doble diagonal ficticia entre paneles consecutivos, aunque probablemente el comportamiento tensional no se ajuste bien con la realidad.

Tras esta verificación, puede pensarse en continuar desarrollando este modelo, sobre el que aún se pueden implementar consideraciones adicionales, que mejoren el comportamiento, o bien puede tenderse a buscar otras alternativas, como la presentada en [36], en la cual facilita una técnica de modelización de paneles mediante celdas formadas por vigas de rigidez determinada, de manera que es posible representar el comportamiento a pandeo de los paneles, con la rigidez adecuada.

Lo cierto es que este tipo de modelo [36], puede ser interesante en este caso. Sin embargo, esta modelización sería bastante más trabajosa que las aquí propuestas, aumentando también el coste computacional necesario.

Atendiendo a los resultados presentados, el modelo tipo C puede ser también útil, puesto que en él se considera la contribución de una longitud determinada de paneles, que a la postre resulta ser incluso mayor, si se recurre a la longitud de la diagonal traccionada en el modelo de elementos finitos.

Como se aprecia, si bien ha sido posible obtener un modelo ortótropo adecuado para esta tipología, el problema no está aún resuelto para los modelos matriciales, en los cuales aún queda margen sustancial de mejora, a pesar de que los modelos C y D fundamentalmente, consiguen aproximaciones adecuadas en desplazamientos.



## 5 CONCLUSIONES

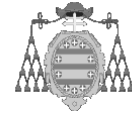
Varios son los aspectos que se han abarcado en esta tesis doctoral, fruto de la peculiaridad que presenta la tipología estructural estudiada, conformada a partir de paneles de chapa plegada unidos entre sí mediante puntos de soldadura.

En una primera fase de ensayos, además de caracterizar el material de las chapas, se llevaron a cabo ensayos de cortadura por tracción en probetas de chapa unidas por un punto de soldadura central. Dichas probetas fueron fabricadas distinguiendo entre un bajo y un alto número de usos del cabezal de soldadura. A la postre, esta distinción reveló una gran diferencia de carga máxima entre las probetas realizadas con cabezales nuevos y aquellas fabricadas con cabezales con mayor número de usos. De hecho, en estas últimas, las roturas de tipo I predominaban, además de que en algunos casos no se alcanzaban las cargas mínimas exigibles.

Además de la influencia del número de usos del cabezal, se registraron las curvas carga-desplazamiento de todas las probetas, así como su carga máxima, de manera que posteriormente estos resultados pudieran ser comparados con los obtenidos en las simulaciones.

En todos los modelos de punto de soldadura se hicieron evidentes desde un principio ciertos aspectos comunes a todas las simulaciones, que presentaban gran influencia en los resultados. Por lado, se descartó tras un análisis con el modelo sólido inicial, que la utilización de un material bilineal no resulta adecuada para representar el comportamiento de las probetas de este ensayo. Esto es debido a que tanto el estado de deformaciones, como el de tensiones no se ajustan a los estados reales, circunstancia evidente si se observan las curvas carga-desplazamiento del modelo con este tipo de material y las curvas obtenidas tanto en los ensayos reales, como al utilizar el material multilineal, con el que se conseguía un ajuste mejor.

Por otro lado, se comprobó que el tamaño de elemento presentaba una importancia decisiva en muchos aspectos del cálculo. Uno de ellos, de suma relevancia, era la rigidez de las probetas. En el modelo sólido, no se alcanzaron valores de carga similares a los de las probetas, para tamaños de elemento por debajo de 2,5 mm. Por el contrario, en los modelos restantes, se concluyó que un tamaño de elemento excesivamente bajo (1,0 mm), podía traer consigo penetraciones excesivas entre los elementos, durante el proceso de gran deformación que sufrían las probetas. Este aspecto, tenía como consecuencia una disminución de la carga final absorbida, puesto



que parte de la energía se perdía en la penetración, que lógicamente no se registraba en los ensayos reales, en los que el punto y las chapas soportaban toda la carga.

Del mismo modo, en el tercer modelo de punto de soldadura, se evidenció que un tamaño de elemento excesivo, distorsionaba en exceso el área de transmisión de esfuerzos correspondiente al punto, de manera que cuanto menos denso era el mallado, mayores eran las desviaciones de carga.

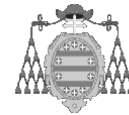
El último modelo considerado, intentaba reproducir el comportamiento de las probetas basándose en el comportamiento del punto de soldadura como sólido rígido, que como tal, giraba hasta alinearse con la dirección de aplicación de la carga. Además, representar el punto como un sólido rígido, se hizo imprescindible en este modelo, puesto que si se le concedían propiedades elásticas, sufría deformaciones excesivas, con la consecuente disminución de deformación en las chapas, alejando los resultados de la simulación con este tipo de punto, de los reales.

En las probetas ensayadas, se pudo constatar una zona inicial de la curva carga-desplazamiento que no se correspondía con los tramos posteriores, que presentaban una pendiente mucho más acusada, mientras que en todas las simulaciones se registraban cargas significativamente mayores para desplazamientos muy reducidos. Tras varias alternativas fallidas, como la de incluir los bulones en las simulaciones, o modificar el material del punto de soldadura rigidizándolo en base a la transformación martensítica, que sufre el punto como consecuencia de las elevadas velocidades de enfriamiento, se llegó a la conclusión de que este efecto era debido a la rigidez de la máquina de ensayo, cuya influencia era notable para reducidos estados de desplazamiento.

Con objeto de mejorar este comportamiento, se estimó la rigidez de la máquina de ensayo en base a los ensayos, incorporando un muelle de rigidez equivalente, cuya influencia en la simulación sólo se permitía durante un rango de desplazamiento limitado.

Además de esto, otro de los problemas detectados se basaba en la diferencia existente entre las pendientes de la curva carga-desplazamiento registradas en los ensayos y las obtenidas de las simulaciones, independientemente del modelo de punto estudiado. Si bien con los parámetros adecuados, todos los modelos eran capaces de alcanzar niveles de carga máxima similares a los de los ensayos, éstos no se alcanzaban de la misma manera. Este fenómeno se explica como consecuencia de la rotura, que experimentan los bordes del punto de soldadura en las probetas con rotura de tipos II y





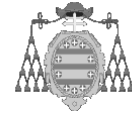
III. En las simulaciones llevadas a cabo no se introdujo inicialmente la posibilidad de rotura del material, que dada la pérdida de rigidez consecuencia de la disminución de sección neta de la probeta, influenciaba la pendiente de la curva carga-desplazamiento. De hecho, los primeros intentos de reproducir esta rotura en las simulaciones evidenciaron un cambio significativo en la pendiente para desplazamientos altos.

De los cuatro modelos de punto propuestos, dos de ellos resultaron adecuados para ser posteriormente introducidos en un modelo más grande, con mayor número de puntos de soldadura. Concretamente, el modelo B, que reproduce el comportamiento del punto incorporando una viga que conecta ambas chapas, resulta el mejor candidato, teniendo en cuenta no sólo el ajuste con respecto a la carga máxima, sino que además, con el tamaño de elemento adecuado, reduce considerablemente el consumo de tiempo de todas las etapas del cálculo, facilitando resultados con buen grado de ajuste. Por el contrario, el modelo C, resultó ser más adecuado para representar el comportamiento de las probetas de punto de soldadura, pero la alta densidad de mallado que requiere para esto, así como el mayor consumo de tiempo en el pre-procesado, lo hacen descartable para estructuras con mayor número de puntos.

En una fase posterior, se llevó a cabo una prueba de carga real sobre una estructura compuesta íntegramente por paneles de chapa plegados unidos por puntos de soldadura (contando con un total de 2700 puntos). En dicha prueba de carga se registraron tanto las deformaciones como los desplazamientos en varios puntos previamente definidos y para varios estados de carga, con objeto de establecer la comparación posterior con un modelo de elementos finitos.

En dicho modelo de la estructura completa se incorporó el modelo de punto de soldadura más apropiado de entre los estudiados. Por un lado, la comparación de desplazamientos sirvió para verificar, que el ajuste de este modelo registraba errores no superiores al 20%, siendo incluso en algunos casos inferior al 1,5%.

Por otro lado, la comprobación deformaciones y tensiones sirvió para validar definitivamente el modelo, registrándose en algunos casos errores en tensiones inferiores al 1%. Si bien es cierto, las tensiones registradas tuvieron que ser previamente corregidas, para eliminar la descompensación causada por la presencia de una deformación permanente final, que realmente no se había producido en la estructura. Además, algunas de las galgas utilizadas tuvieron que ser descartadas debido a que durante el proceso de carga y descarga resultaron dañadas.



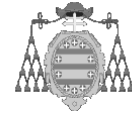
Los resultados de este modelo detallado de la estructura real sirvieron entonces para validar el propio modelo, así como el modelo de punto de soldadura que se había elegido previamente. Esta validación dio paso un proceso de búsqueda de modelos más simples, que se justifica por el alto consumo que un modelo con tal nivel de detalle requiere y que normalmente no es posible asumir en la industria que utiliza este tipo de estructuras.

Con objeto de dicha simplificación se recurrió a la idealización de la estructura mediante un modelo ortótropo, a través del cual se pretende reproducir la rigidez de la configuración real, reduciendo considerablemente el tiempo empleado en todas las etapas del cálculo. Para esto se acudió inicialmente a modelos existentes desarrollados por varios autores como *Timoshenko*, *Briassoulis* o *Samanta* y *Mukhopadhyay*, así como al modelo propuesto por la norma europea para cálculo de silos.

El principal inconveniente de todos los modelos existentes es que se han desarrollado para configuraciones más habituales, como chapas corrugadas trapecoidales o sinusoidales, pero no para la configuración de chapa plegada unida por puntos de soldadura. Para llevar a cabo el proceso, se crearon modelos de elementos finitos que recogían los aspectos validados en la comparación con los ensayos reales, de manera que estos modelos se establecieron como referencia para llevar a cabo una comparación en desplazamientos tanto en el plano de la chapa, como fuera de él.

En el caso de la flexión en el plano, ninguno de los modelos planteados conseguía reproducir el comportamiento del modelo de referencia, con errores siempre superiores al 20%. Sin embargo, el modelo de *Samanta* y *Mukhopadhyay* proporcionó ajustes muy robustos para el caso de flexión fuera del plano; mientras que el modelo de la norma europea, proporcionó resultados homogéneos en ambos casos, pero con errores importantes.

Esta primera aproximación, evidenció la necesidad de mejorar el modelo ortótropo para el comportamiento de flexión el plano. Dicha mejora se abordó planteando un diseño de experimentos a partir de un modelo ortótropo que partía del modelo de *Samanta* y *Mukhopadyay*, sobre el que inicialmente se determinó que las constantes ortótropas  $E_x$  y  $G_{xy}$  presentaban mayor influencia que el resto de constantes y, que además el peso de una u otra dependen fundamentalmente de la longitud de la viga, así como en menor medida, del canto de ésta.



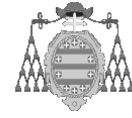
Un diseño de experimentos posterior, que incluía longitudes de estructura desde 5 hasta 30 metros, así como tres alturas diferentes, permitió establecer pares de puntos ( $E_x$ ;  $G_{xy}$ ) en el modelo ortótropo, para los cuales se obtenían desplazamientos en el plano iguales a los registrados en los modelos de referencia. Aunque los resultados en este caso eran adecuados, esta consideración requería la particularización de las constantes de mayor influencia en función de longitud y canto, de manera que se optó por intentar generalizar el valor de estas constantes.

Para esto se decidió determinar el valor de  $G_{xy}$  para diferentes alturas de panel, unidos con diferentes disposiciones constructivas de puntos de soldadura (variando número y ubicación de los puntos), de manera que se extrajo la rigidez a cortante para estas configuraciones. Se concluyó así que esta rigidez era constante independientemente de la altura del panel, así como que los puntos de soldadura apenas presentaban una influencia notable, sobre todo a partir de un determinado número de puntos de soldadura. Con esto fue posible fijar un único valor de la constante  $G_{xy}$ , que posteriormente sería utilizado para determinar el valor de  $E_x$ .

Para determinar el valor de  $E_x$ , se acudió a un último estudio de experimentos, en el que para el caso de flexión en el plano se varió el valor de esta constante, con todas las demás fijadas, de manera que se estableció el error cometido en desplazamientos para toda las longitudes y alturas consideradas en función del valor de  $E_x$ , siendo así posible fijar también el valor de  $E_x$  generalizado.

Finalmente, se comprobó que los nuevos valores de la dupla  $E_x$ ;  $G_{xy}$ , habían alterado el comportamiento del modelo en flexión fuera del plano, que estaba principalmente influenciado por la constante  $E_y$ . Aspecto que se constató gracias a un estudio de experimentos llevado a cabo para este caso de flexión.

El valor de  $E_y$  fue fijado inicialmente de acuerdo al modelo de Samanta y Mukhopadhyay, registrando niveles de error muy reducidos. Sin embargo, con valores de  $E_x$  y  $G_{xy}$  mucho más bajos que los fijados por cualquier de los modelos ortótropos propuestos, se verificó la expresión de la norma europea para el cálculo de la rigidez en esa dirección, facilitaba un valor de  $E_y$  mucho más adecuado para conseguir un mejor ajuste en el caso de flexión fuera del plano.

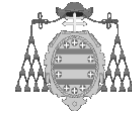


Como último capítulo de la presente tesis, se abordó también la posibilidad de plantear un modelo de cálculo matricial para este tipo de estructuras. Se comprobaron varias alternativas, basadas en expresiones que tratan de reproducir la rigidez a cortante de estructuras laminares, en comparación estructuras de celosía. Sin embargo, ni siquiera utilizando modelos de elementos finitos para determinar dicha rigidez, se consiguió un modelo que registrara desplazamientos en el plano con errores asumibles.

Finalmente, se recurrió a la implementación de la teoría del campo diagonal de tensiones, aunque la estructura objeto de estudio está fuera del rango de aplicación de este método. Para esto se comprobó que son necesarias dos diagonales equivalentes bien entre paneles consecutivos, o bien entre tramos de paneles, para conseguir mejores resultados. Además, se estableció como premisa principal la necesidad de empotrar los extremos de dichas diagonales, suposición basada en el anclaje que se genera en los cordones inferior y superior cuando se desarrolla la diagonal de tensión.

La aplicación de este método dio como resultado un modelo de cálculo, que registraba un error en desplazamiento en el plano del 1%; muy por debajo del conseguido por el resto de modelos propuestos. Sin embargo, para verificar el modelo, se llevó a cabo un análisis de pandeo no lineal mediante elementos finitos a esta estructura, gracias al cual se comprobó, que aunque si se genera un campo diagonal de tensión, éste se desarrolla a través de varios paneles y no solamente entre dos paneles, como se había supuesto en el último modelo matricial. Además, la longitud de anclaje parece ser mucho menor que la determinada mediante las expresiones del método.

Esta verificación puso de manifiesto, que el análisis de tensiones del modelo matricial generaría discrepancias con respecto al modelo de elementos finitos. Sin embargo, es cierto que la rigidez en el plano se había ajustado en buena medida, estableciendo un interesante punto de partida.



## 6 LINEAS FUTURAS DE INVESTIGACIÓN

Durante el desarrollo de esta tesis se han abordado varios temas, que en algunos casos han dejado abierta la posibilidad a investigaciones más detalladas, que pueden aportar mejoras a los modelos propuestos aquí.

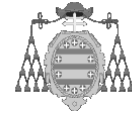
En un primer lugar, debe recordarse que los ensayos de punto de soldadura revelaron la gran influencia que tiene el número de usos del cabezal de soldeo en el comportamiento del punto. Es cierto que en este caso sólo se han considerado quince probetas, razón por la cual sería preciso incrementar el número de ensayos, con objeto de determinar el límite de usos aceptable, que no repercuta en la resistencia del punto.

Así mismo, existen otros parámetros asociados al proceso de soldeo y que también tienen gran influencia en la resistencia de la unión, como puede ser la intensidad de soldeo. En este caso, las probetas se ejecutaron una intensidad fijada, pero varios autores apuntan a que la resistencia varía considerablemente, en función del rango de intensidad aplicado. De este modo, podría pensarse en intentar aumentar la resistencia del punto, alterando los parámetros de soldeo.

Además, para determinar la resistencia del punto sería adecuado realizar ensayos de tracción, y de tracción y cortadura combinadas, gracias a los cuales se establecería adecuadamente la resistencia del punto en esta aplicación. El beneficio de esto podría ser la reducción del número de puntos de soldadura necesarios para unir dos paneles consecutivos.

En cuanto al modelo ortótropo, uno de los principales aspectos que quedan pendientes es por ejemplo, la contribución que los puntos de soldadura aportan en el valor de las constantes ortótropas  $E_x$ ;  $E_y$ ;  $G_{xy}$ . Si bien es cierto que aquí se han obtenido algunas conclusiones al respecto, se necesitaría un análisis pormenorizado de este aspecto para poder obtener resultados concluyentes.

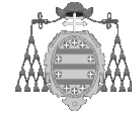
Además, en esta tesis no se ha prestado especial atención a la determinación de los parámetros ortótropos desde el punto de vista matemático, puesto que al partir de expresiones conocidas, procedentes de métodos existentes, en varios casos no ha sido necesario. Sin embargo, en el caso de la constante  $E_x$ , queda pendiente determinar los parámetros de influencia en el valor fijado, así como la obtención de una expresión generalista que pueda aplicarse a este tipo de estructuras.



---

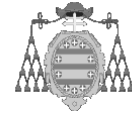
Adicionalmente, el campo que mayores actuaciones futuras abre es el estudio de los modelos matriciales. En este ámbito, es evidente que los modelos propuestos presentan desviaciones con respecto a la referencia, de manera que pueden buscarse métodos alternativos, o mejoras de los aquí propuestos, que permitan obtener modelos más fiables.

Finalmente, debe hacerse mención a que no se ha abordado el estudio tensional ni de los modelos ortótropos propuestos, ni de los matriciales. Si bien es cierto que en los primeros el proceso requiere de la consideración de las relaciones geométricas entre la lámina ortótropa la real, en los segundos el análisis tensional precisa de mayor atención, dado que se parte de un modelo con grandes diferencias tanto geométricas, como de modelo matemático.



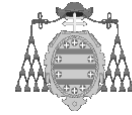
## 7 BIBLIOGRAFÍA

1. Eurocode 3: Design of Steel Structures. Part 1.3: General rules – Supplementary rules for cold formed thin gauge members and sheeting.
2. UNE-EN ISO 14273: 2000. Medidas de las probetas y procedimiento de ensayo de cizallamiento para soldaduras por resistencia por puntos, por costura y por protuberancias.
3. *Failure analysis of dissimilar thickness resistance spot welded joints in dual-phase steels during tensile shear test.* Hongqiang Zang, Xiaoming Qiu, Fei Xing, Jie Bai, Jianhe Chen. *Materials and Design* 55; p. 366-372; 2014.
4. *On the failure of low carbon steel resistance spot welds in quasi-static tensile-shear loading.* M. Pouranvari, S.P.H. Marashi. *Materials and Design* 31; p. 3647-3652; 2010.
5. *Susceptibility to interfacial failure mode in similar and dissimilar resistance spot welds of DP600 dual phase steel and low carbon steel during cross-tension and tensile-shear loading conditions.* M. Pouranvari. *Materials Science and Engineering A* 546; 129 – 138; 2012.
6. *Failure mode transition in AHSS resistance spot welds. Part I: Controlling factors.* M. Pouranvari; S.P.H. Marashi. *Materials Science and Engineering A* 528; p. 8337 – 8343; 2011.
7. *Failure mode transition in AHSS resistance spot welds. Part II: Experimental investigation and model validation.* *Materials Science and Engineering A* 528; p. 8344 – 8352; 2011.
8. *Dependence of overload performance on weld attributes for resistance spot welded galvanized low carbon steel.* M. Goodarzi; S.P.H. Marashi; M. Pouranvari. *Journal of Materials Processing Technology* 209; p. 4379 – 4384; 2009.
9. *A general failure criterion for spot welds under combined loading conditions.* S.-H. Lin; J. Pan; T. Tyan; P. Prasad. *International Journal of Solids and Structures* 40; 5539 – 5564; 2003.
10. *Failure characterization of spot welds under combined axial–shear load conditions.* J. H. Song; H. Huh. *International Journal of Mechanical Sciences* 53; 513 – 525; 2011.
11. *Failure loads of spot welds under combined opening and shear static loading conditions.* S.-H. Lin; J. Pan; S.-R Wu; T. Tyan; P. Wung. *International Journal of Solids and Structures* 39; 19 – 39; 2002.



12. *Investigation of the tensile shear fracture of Advanced High strength Steel Spot welds.* S. Dancette; D. Fàbregue; V. Massardier; J. Merlin; T. Dupuy; M. Bouzekri. *Engineering Failure Analysis* 25; p. 112-122; 2012.
13. *The influences of nugget diameter on mechanical properties and the failure mode of resistance spot-welded metastable austenitic stainless steel.* Wei Liu; Chuanjing Sun; Xiangyang Xu; Yinlong Zuo; Jian Lin. *Materials and Design* 33; 292 – 299; 2012.
14. Ansys Reference Theory release 14. 2011 SAS IP, Inc.
15. *Mechanics of Composite Materials.* Second Edition. Robert M. Jones. Ed. Taylor & Francis. 1998.
16. *Poisson's Ratio in orthotropic materials.* B. M. Lempiere. *AIAA Journal* Vol 6; N° 11; 1968.
17. *Thin plates and shells. Theory, analysis and applications.* E. Ventsel; T. Krauthammer. Pennsylvania State University. Ed. Marcel Dekker Inc. 2001.
18. *Eurocode 3- Design of Steel Structures. Part 4-1: Silos.* British Standard BS EN 1993-4-1; 2007. European Committee for standardization.
19. *Theory of Plates and Shells.* Second Edition. S. Timoshenko. Ed. McGraw-Hill. 1987.
20. *Equivalent orthotropic properties of corrugated shells.* Demetres Briassoulis. *Computers & Structures* vol. 23 N° 2; p. 129 – 138. 1986.
21. *Calculation of steel diaphragm behavior.* J. M. Davies. *J. Struct. Div. Am. Soc. Civil Engng.* 103. 2093 - 2109. 1978.
22. *Linear theory of orthotropic cylindrical shells.* A. O. Marzouk; G. Abdel-Sayed. *J. Struct. Div. Am. Soc. Civil Engng.* 99. 2287 – 2306. 1973.
23. Prebuckling analysis of orthotropic barrel shells. N. M. El-Atrouzy; G. Adel-Sayed. *J. Struct. Div. Am. Soc. Civil Engng* 104. 1775 – 1786. 1978.
24. Buckling formulas for corrugated metal shear diaphragms. T. J. Easley. *J. Struct. Div. Am. Soc. Civil Engng.* 101. 1403 – 1417. 1974.
25. *Equivalent elastic analysis of profiled metal decking using finite element method.* E. Ahmed; W.H. Wan Badaruzzaman. *Steel Structures* 3; p. 9 – 17. 2003.
26. *In plane shear behavior of profiled metal sheeting.* H. D. Wright; K. M. Anwar Hossain. *Thin-Walled Structures* vol. 29, Nos. 1-4, p. 79 -100. 1997.





27. Equivalent models of corrugated panels. Y. Xia; M.I. Friswell; E.I. Saavedra Flores. *International Journal of Solids and Structures* 49. p. 1453 – 1462. 2012.
28. Orthotropic models of corrugated sheets in finite element analysis. David Wennberg, Per Wennhage, Sebastian Stichel. *International Scholarly Research Network* vol. 2011. Article ID 979532.
29. Finite element static and dynamic analyses of folded plates. Asokendu Samanta; Madhujit Mukhopadhyay. *Engineering Structures* 21. p. 277 – 287. 1999.
30. Large deflection orthotropic plate approach to develop ultimate strength formulations for stiffened panels under combined biaxial compression / tension and lateral pressure. J. K. Paik; A. K. Thayamballi; B. J. Kim. *Thin-Walled Structures* 39; p. 215 – 246. 2001.
31. Design Explorer 14.0: Using Design of Experiments. ANSYS Reference Theory v.14 release.
32. Stahlbau. Grundlagen der Berechnung und baulichen Ausbildung von Stahlbauten. 4. Auflage. Ed. Springer Vieweg. Christian Petersen.
33. “Über die Krafteinleitung in Dünnwandigen Zylinderschalen”. *Luftfahrtforschung* vol. 13; N° 9; 1936.
34. Estructuras de acero 1. Cálculo. Segunda Edición. Ed. Bellisco. R. Argüelles, R. y J.M. Argüelles Bustillo, F. Arriaga Martitegui; J.R. Atienza Reales.
35. Stahlbau 2. 20. Auflage. Teubner Verlag. Wolfram Lohse.
36. Introducing a discrete modelling technique for buckling of panels under combined loading. H. A. Kim; C. A. Featherston; J. Ussel; P. A. Williams. 7<sup>th</sup> World Congress on Computational Mechanics. Springer Verlag. 2007.
37. A summary of diagonal tension. Part I: Methods of analysis. P. Kuhn; J. P. Peterson; L. R. Levin. National Advisory Committee for Aeronautics. Technical note 2661. 1952.